



Departamento de Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE CARRERA

Ingeniería Técnica Industrial: Mecánica

Estudio técnico de un vehículo de producción para su uso en competición en el campeonato de España de Gran Turismo

Tutor: Dr. D. Daniel García-Pozuelo Ramos

Autor: D. Rubén Valverde García

Leganés, Septiembre 2012

Título:

Estudio técnico de un vehículo de producción para su uso en competición en el campeonato de España de Gran Turismo

Autor: D. Rubén Valverde García

Tutor: Dr. D. Daniel García-Pozuelo Ramos

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de Septiembre de 2012 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

A mi abuelo, FELICIANO GARCÍA SÁNCHEZ

Agradecimientos

Con este proyecto culmina una importantísima etapa de mi vida en la que me introduje impulsado por mi pasión por el mudo del motor en general y el automovilismo en particular. Este proyecto supone el último paso para terminar mis estudios de Ingeniería Técnica Industrial Mecánica.

No quisiera dejar pasar la oportunidad para aprovechar estas líneas y agradecer tanto a tanta gente. Tanto, porque me he visto arropado y motivado. Porque de una manera u otra he sabido extraer lecturas de todos los que me rodeaban. De su sabiduría, de sus logros, de sus consejos, de sus ánimos...A continuación daré algunos nombres propios de los que seguro que me dejó muchos importantes.

En primer lugar me gustaría agradecer por tener una relación directa con este proyecto a mi tutor, por aceptar tutelarme y aconsejarme. Daniel García-Pozuelo me ha conducido en mi etapa final con el proyecto fin de carrera, guiándome acertadamente y sacrificando gran parte de su tiempo para que este proyecto saliera adelante. He tenido la suerte también de compartir algunas jornadas de trabajo con él desde mi puesto de becario en el laboratorio ITV. Podré presumir de ello, valorando sus amplios conocimientos y extraordinaria capacidad de trabajo.

Al profesor Luis Isasi Sánchez, querría agradecerle por haberme aportado consejos y líneas de desarrollo iniciales para poner en marcha mi proyecto fin de carrera al igual que valiosa documentación.

A la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, ya que en el tiempo que he pasado allí no podría si no quedarme con los buenos momentos en esas largas jornadas de clases, prácticas, biblioteca, por nuestros queridos exámenes... Por la gran comunidad que integra “la gente de la UC3M”, especialmente los profesores que me han dado clase y con especial cariño a los compañeros del Laboratorio ITV, de los que podré presumir por haberme sabido inculcar, que uno de los mayores valores añadidos de pasar por la Universidad es poder atender y absorber de sus conocimientos y consejos, en ese tipo de cuestiones que no siempre forman parte del temario.

A los que empezaron siendo mis compañeros de carrera y ahora son amigos. Aunque nos separe la distancia, pero que permanezcamos tan unidos como los últimos años en esas interminables horas en la escuela. Que buenos y mejores momentos hemos pasado. Alberto, Alejandro, Borja, Francisco J., Israel, Juan Pedro, Mario, Raúl...y muchísimos otros compañeros que de alguna manera u otra hemos compartidos momentos, esfuerzos, y grandes experiencias que me llevaré para siempre en la memoria. En definitiva el paso por la Universidad, es probablemente una de las mejores experiencias de mi vida, tanto en el plano de formación académica, como personal o el impulso que gracias a la beca de colaboración con la universidad, me ha facilitado el salto al mercado laboral.

A mis amigos de la infancia. A ese grupo que seguimos siendo prácticamente los mismos que nos encontrábamos en el colegio M.B. Cossío. A ellos me veo en la obligación de nombrarles: Alberto, Ángel, Francisco José, Jaime, José Manuel, Laura, Sergio. A Javier Martín, hermano de Jaime, por haberme aportado enormes consejos. Queridos amigos: porque sigamos compartiendo grandes momentos durante muchos años como hasta ahora.

A Carlos A. Rodríguez, por ser más que un amigo. Por haberme animando y sustentado durante los últimos años, por nuestros viajes paneuropeos, por nuestras larguísimas jornadas de trabajo, en definitiva, por haberme dotado de una extraordinaria capacidad de sacrificio y por hacerme ver, que hay pocas cosas imposibles si se intentan.

Y el génesis de todo, a mi familia por haberme inculcado desde muy pequeño que con esfuerzo y con trabajo todo es recompensado. Por haberme dado el apoyo en todos los pasos que he dado, por respaldar mi carrera académica, por hacerme valorar la importancia de tener un concepto global de cultura general, por dotarme de un espíritu crítico y de análisis... Pero si tengo que agradecer un miembro familiar por encima del resto, esa es la figura materna. Gracias por todo Mamá.

Resumen

El documento versa en torno a la preparación de un vehículo de producción para su uso en competiciones automovilísticas de turismos en circuitos. Para ello se trabaja estrechamente con el reglamento FIA (Federación Internacional de Automovilismo) adaptando las mejoras que se realizan en el vehículo de competición sobre el de producción.

El sistema de frenos, los muelles de suspensión, los amortiguadores, barras estabilizadoras, sistema de dirección serán tratados en detalle. Motor, caja de cambios, equipamiento interior de seguridad son otros de los campos en los que se realizarán cálculos analíticos. En definitiva, supone la adaptación al exigente reglamento de seguridad, que será tratado a lo largo del bloque II del documento.

Todos estos temas estarán introducidos previamente por un amplio dossier sobre el estado del arte que versa mayoritariamente en sobre los elementos mecánicos que tiene una influencia en la dinámica de vehículos, el aspecto más importante de un automóvil de competición de turismos y en el que el proyecto se basa también mayoritariamente.

El último y tercer bloque, en el que se plasma mediante simulación por ordenador el comportamiento del vehículo implementado con las características del vehículo de competición y de producción, para poder valorar las mejoras experimentadas. Para ello se trabajará con el programa CARSIM y LAPSIM.

Índice general

Contenido

BLOQUE I: ESTADO DEL ARTE	1
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	1
1. ANTECEDENTES E HISTORIA DEL VEHICULO DE PARTIDA.....	1
1.1 ORÍGENES DEL MERCEDES SLS AMG: EL 300 SL “ALAS DE GAVIOTA”	2
1.2 MERCEDES SLS AMG	5
2. LA SUSPENSIÓN DE LOS AUTOMÓVILES.....	7
3. HISTORIA Y EVOLUCIÓN DE LAS SUSPENSIONES	10
4. OBJETIVO DE LA SUSPENSIÓN	12
4.1 VIBRACIONES EN EL VEHÍCULO	13
5. CONFIGURACIÓN DE LA SUSPENSIÓN	15
5.1 TIPOLOGÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN	16
5.1.1. <i>SUSPENSIONES DEPENDIENTES</i>	17
5.1.2. <i>SUSPENSIONES INDEPENDIENTES</i>	21
CAPÍTULO II: ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA SUSPENSIÓN	34
1. NEUMÁTICOS	34
2. ELEMENTOS DISIPATIVOS: LOS AMORTIGUADORES.....	36
2.1 TIPOS DE AMORTIGUADOR	36
2.1.1. <i>AMORTIGUADORES DE ROZAMIENTO SÓLIDO</i>	36
2.1.2 <i>AMORTIGUADORES DE ROZAMIENTO VISCOSO:</i>	37

2.2 TIPOS DE AMORTIGUADORES HIDRÁULICOS	39
2.2.1 AMORTIGUADOR MONOTUBO NO PRESURIZADO	39
2.2.2 AMORTIGUADOR BITUBO NO PRESURIZADO	40
2.2.3 AMORTIGUADOR ESPECÍFICO DE COMPETICIÓN	41
3. ELEMENTOS ELÁSTICOS DE LA SUSPENSIÓN	44
3.1 BALLESTAS	44
3.2 BARRAS DE TORSIÓN	46
3.3 COJINES NEUMÁTICOS.....	47
3.4 MUELLES.....	48
3.5 BARRAS ESTABILIZADORAS.....	48
3.6 SILENT BLOCKS	51
CAPÍTULO III: ÁNGULOS Y GEOMETRÍA DE DIRECCIÓN	53
1. SISTEMA DE DIRECCIÓN	53
1.1 ANGULO DE GUIADO [δ]	54
1.2 CAIDA [ϵ]	55
1.3 CONVERGENCIA [$2\cdot\Delta$].....	58
1.4 ÁNGULO DE SALIDA [σ].....	59
1.5 ÁNGULO DE AVANCE [τ]	60
BLOQUE II: MODIFICACIONES REALIZADAS EN EL VEHÍCULO.....	62
IDENTIFICACIÓN Y CARACTERÍSTICAS	65
1. REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE SERIE Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (C.D.G.)	68
1.1 CÁLCULO DEL REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE SERIE Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL C.D.G.	68
1.2 CÁLCULO DEL REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL C.D.G.	70
1.2.1. CALCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN ESTÁTICO	70
1.2.2. CALCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN ESTÁTICO A PLENA CARGA	72
1.2.3. CALCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN DINÁMICO	73
2. MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO. CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENOS.....	79
2.2 DIMENSIONADO DEL CIRCUITO DE FRENOS	81
2.2.1. DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE FRENO DEL EJE DELANTERO	85
2.2.2. DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE FRENO DEL EJE TRASERO.....	87
2.2.3. INSTALACIÓN DEL REPARTIDOR DE FRENADA TRASERO.....	88
2.2.4. CONFIGURACIÓN DEL REPARTIDOR DE FRENADA TRASERO.....	89
2.3 OTROS COMPONENTES DEL CIRCUITO DE FRENOS.....	90
3. MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN. CÁLCULO DE ELEMENTOS ELÁSTICOS E HIDRÁULICOS.....	93
3.1 SUSTITUCIÓN DEL SUBCHASIS DELANTERO	93
3.2 SUSTITUCIÓN DE LOS TRIÁNGULOS DE SUSPENSIÓN DELANTERA	94
3.3 SUSTITUCIÓN DE LOS TRIÁNGULOS DE SUSPENSIÓN TRASERA	95
3.4 CÁLCULO DE ELEMENTOS ELÁSTICOS.....	97
3.4.1. ESTUDIO DE LA VALIDEZ DE LA UTILIZACIÓN DEL MUELLE K_3 EN EL EJE DELANTERO.....	102

3.4.2. ESTUDIO DE LA VALIDEZ DE LA UTILIZACIÓN DEL MUELLE K_4 EN EL EJE TRASERO. ..	105
3.5 CÁLCULO DE AMORTIGUADORES.....	109
3.5.1. CÁLCULO DE AMORTIGUADORES PARA EL EJE DELANTERO.....	111
3.5.2. CÁLCULO DE AMORTIGUADORES PARA EL EJE TRASERO.....	116
3.6 INSTALACIÓN DE BARRAS ESTABILIZADORAS.....	119
3.7 MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	121
4. MODIFICACIÓN DE LAS PRESTACIONES	122
4.1 MODIFICACIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR	122
4.1.1. MODIFICACIONES EN LA PLANTA DE POTENCIA.	122
4.1.2. MODIFICACIONES DE LOS ANCLAJES DEL MOTOR.	123
4.1.3. MODIFICACIÓN EN LA GESTIÓN ELECTRÓNICA DE CONTROL DEL MOTOR.....	123
4.2 SUSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	124
5. ACONDICIONAMIENTO INTERIOR	125
5.1 SUSTITUCIÓN DE LOS ASIENTOS	125
5.1.1. Cálculo de tornillos de amarre de la base al asiento. Diámetro 8 mm Calidad 8.8....	127
5.1.1. Cálculo de tornillos de amarre de la base al asiento. Diámetro 16mm Calidad 8.8. ..	129
5.2 CINTURONES DE SEGURIDAD	131
5.2.1. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE AMARRE DE LOS CINTURONES DE HOMBROS.....	132
5.2.1. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS PARA LOS ARNESES DE 2" DE ANCHO.	134
5.3 CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DEL SOPORTE DEL EXTINTOR.....	135
5.3.1. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE AMARRE DE LAS ABRAZADERAS	136
5.4 MODIFICACIÓN DEL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE.....	138
5.5 JAULA DE SEGURIDAD ANTIVUELCO.....	141
5.5.1. ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL.....	141
5.6 OTROS ACCESORIOS DEL INTERIOR	144
6. ACONDICIONAMIENTO EXTERIOR	145
6.1 CÁLCULO DE LAS FUERZAS QUE EJERCE EL ALERÓN TRASERO	145
6.2 CÁLCULOS DE LOS TORNILLOS PARA EL ANCLAJE DEL ALERÓN.....	150
6.2.1. RESISTENCIA A TRACCIÓN DE TORNILLO.....	151
6.2.2. RESISTENCIA A CORTANTE DEL TORNILLO	152
7. ELEMENTOS DE SEGURIDAD COMUNES A VEHÍCULOS DE COMPETICIÓN QUE DEBEN ESTAR CONFORMES CON EL ANEJO J DE LA FIA	153

BLOQUE III : ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES MEDIANTE PROGRAMAS DE SIMULACIÓN

8. ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.....	159
DINÁMICAS MEDIANTE CARSIM	159
8.1 CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO EN CARSIM.....	159
8.2 ENSAYO DLC: CAMBIO DE CARRIL A ALTA VELOCIDAD.....	160
8.2.1. VEHÍCULO DE PRODUCCIÓN.....	161
8.2.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL CAMBIO DE CARRIL.....	163

8.2.1. VEHÍCULO DE COMPETICIÓN.....	164
8.3 ENSAYO DE FRENADA.....	169
8.3.1. DISTANCIA DE FRENADO VEHÍCULO DE SERIE.....	170
8.3.2. DISTANCIA DE FRENADO DEL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN	171
9. ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES DINÁMICAS MEDIANTE LAPSIM DE BOSCH	173
9.1 CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO EN LAPSIM.....	174
9.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL VEHÍCULO DE PRODUCCIÓN	176
9.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN.....	178
10. PRESUPUESTO DETALLADO	183
CONCLUSIONES.....	189
DESARROLLOS FUTUROS.....	191
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	193

Índice de figuras

Figura 1: Mercedes 300 SL (1955) y Mercedes SLS (2010).	1
Figura 2: Mercedes 300 SL (1955) y Mercedes SLS (2010) vista lateral.	2
Figura 3: Mercedes 300 SL (W 198) de 1955, apodado “alas de gaviota”.	3
Figura 4: Estructura tubular de acero del Mercedes 300 SL.	4
Figura 5: Esquema mecánico del Mercedes SLS AMG.	5
Figura 6: Carrocería y disposición de elementos mecánicos de Mercedes SLS AMG	6
Figura 7: Ejemplo de suspensión de competición: Push-road	7
Figura 8: Modelización del conjunto muelle-amortiguador (K_m y c) y neumáticos (K_n)	8
Figura 9: Esquema de suspensión derivado de los carruajes	10
Figura 10: William FW14, dotado de suspensión electrónica con balanceo prácticamente nulo .	11
Figura 11: Modelización del sistema de suspensión. Masas suspendidas y NO Suspendidas	16
Figura 12: Esquema simple de eje rígido	17
Figura 13: Esquema simple de eje rígido con barra Panhard	18
Figura 14: Esquema de eje rígido con brazos de control	19
Figura 15: Suspensión dependiente Eje de Watt	20
Figura 16: Eje de Dion	21
Figura 17: Suspensión de ejes oscilantes	23
Figura 18: Suspensión de paralelo deformable en doble A	24
Figura 19: Paralelogramo deformable con brazo extra vertical	26
Figura 20: Disposición de elementos en la suspensión Push-Road	27
Figura 21: Disposición de elementos en la suspensión Pull-Road	28
Figura 22: Suspensión de brazos arrastrados	30
Figura 23: Suspensión de brazos tirados unidos por eje torsional	31
Figura 24: Suspensión brazos tirados unidos por barras de torsión (excepcionalmente, brazo oblicuo supletorio)	32
Figura 25: Suspensión multibrazo en distintos planos	33
Figura 26: amortiguador de fricción	37
Figura 27: Detalle de colocación de los amortiguadores	37
Figura 28: Pistón de un amortiguador monotubo NO presurizado	39
Figura 29: Pistón de amortiguador bitubo	40
Figura 30: Amortiguador regulable de competición	41

Figura 31: Segundo cuerpo del amortiguador regulable anterior	42
Figura 32: Montaje de ballesta longitudinal.....	44
Figura 33: Montaje de ballestas transversal.....	45
Figura 34: Distribución de esfuerzos de una barra de torsión	46
Figura 35: Conjunto de fuelles neumáticos en el eje trasero de un camión	48
Figura 36: efecto de transferencia de peso de la estabilizadora al exterior	49
Figura 37: Esquema acotado de una barra estabilizadora	50
Figura 38: Silent Block de goma	51
Figura 39: Rótula para unió de elementos mecánicos en suspensiones	52
Figura 40: Ejes imaginarios de un vehículo en relación a sus movimientos de carrocería	53
Figura 41: Ángulos de guiado de la dirección	55
Figura 42: Ángulo de caída	55
Figura 43: Estudio que demuestra que un ligero ángulo positivo aumenta la duración por desgaste	56
Figura 44: Ángulo de convergencia 2Δ de cada rueda medido respecto la longitudinal.....	58
Figura 45: Detalle del ángulo de salida (σ)	59
Figura 46: Detalle de que distintos ángulos de pivote originan pares de giro en las ruedas. Nulo en el caso de la imagen derecha.	59
Figura 47: Dibujo esquemático en el que se representa el ángulo de avance (τ) y distancia de avance (d).....	60
Figura 48: Mercedes SLS AMG	65
Figura 49: Mercedes SLS de producción acotado marcando la posición del cetro de gravedad y valores de las reacciones en los ejes.	69
Figura 50: Mercedes SLS AMG GT3 en vacío. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g.	71
Figura 51: Mercedes SLS AMG GT3 a plena carga. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g.	73
Figura 52: Plano acotado de la situación del alerón respecto a los ejes.	74
Figura 53: Mercedes SLS AMG GT3 en dinámico.	76
Figura 54: Mercedes SLS AMG GT3 en dinámico.	78
Figura 55: Evolución del coeficiente de fricción en función de la temperatura en los distintos tipos de pastilla.	82
Figura 56: Esquema de pedal de freno (izda.) y tándem de bombas adosadas a la parte posterior del freno (dcha.).	84
Figura 57: Juego de pedales AP Racing 5516-B	84
Figura 58: Repartidor de frenada de AP Racing, regulable en 7 posiciones mediante el giro de la palanca a través de su punto de giro (0-180°)	88
Figura 59: Gráfico que recoge las posibilidades de regulación de la presión de salida del fluido a su paso por el repartidor de frenada.....	89
Figura 60: Subchasis delantero. A la izquierda el de serie, a la derecha el modificado para competición.	94
Figura 61: Triángulo de suspensión delantera. Vista lateral frontal y lateral trasera.	94
Figura 62: Triángulo de suspensión trasera. Vista lateral delantera y trasera.....	95
Figura 63: Imagen generada por DAC de la suspensión delantera formada por triángulos superpuestos.	98

Figura 64: Muelle de suspensión instalado en el tren delantero de un Mercedes SLS AMG GT3.	100
Figura 65: Amortiguador KONI 2812.	109
Figura 66: Eje delantero diagrama de Fuerzas del amortiguador en función de la velocidad del pistón.[33].....	111
Figura 67: Gráfica de de curvas de coeficiente de amortiguamiento.	114
Figura 68: Eje delantero diagrama de Fuerzas del amortiguador en función de la velocidad del pistón.	116
Figura 69: Barra estabilizadora delantera	119
Figura 70: Barra estabilizadora trasera	120
Figura 71: Cremallera de dirección modificada e instalada en el Mercedes SLS GT3 AMG.....	121
Figura 72: Bieletas de dirección. Ajuste de la cota de convergencia.	121
Figura 73: Bridas de admisión para limitar la entrada de aire de admisión al motor.	123
Figura 74: Accionamiento de la caja de cambios.....	124
Figura 75: Baquet montado sobre raíles desplazables.....	125
Figura 76: Soporte homologado por la FIA para la fijación de asientos.	126
Figura 77: Anclajes homologados FIA para la sujeción de asientos.	126
Figura 78: Asiento de competición tipo baquet elegido en el SLS GT3 AMG.....	127
Figura 79: Carriles deslizantes del asiento instalado.....	127
Figura 80: Arnese de seis puntos de anclaje con hebilla central	131
Figura 81: Corte del tubo horizontal, con el taladro practicado para introducción de argolla. .	132
Figura 82: Detalle de la unión del cinturón con la argolla.	132
Figura 83: Anclaje de arnés para la zona pélvica.....	132
Figura 84: Pegatina que indica la existencia del agente extintor.	135
Figura 85: Extintor sujeto por dos abrazaderas.	136
Figura 86: Componentes para extintores.....	138
Figura 87: Depósito de combustible homologado FIA.	139
Figura 88: Esquema de depósito y conducciones de gasolina.	140
Figura 89: Unión de la Jaula de seguridad con la carrocería del vehículo mediante placa soldada y posterior atornillado.	142
Figura 90: Jaula antivuelco indicando las cargas que debe soportar el arco principal y el delantero en las pruebas de homologación.....	142
Figura 91: Unidades mínimas de la Jaula de seguridad para cumplir con el reglamento.	143
Figura 92: Jaula de seguridad antivuelco instalada en Mercedes SLS AMG GT3.	143
Figura 93: Vista trasera alerón instalada en el Mercedes de competición.	146
Figura 94: Vista lateral del alerón trasero instalado en el Mercedes AMG GT3.....	146
Figura 95: Gráfica Cx frente a Cl.[11].....	148
Figura 96: Alerón trasero completo con las fuerzas aplicadas en el centro de presiones.	148
Figura 97: Placa en la que va soldado en alerón trazo y anclado al suelo del maletero.	149
Figura 98: En la imagen, dentro de los dos círculos rojo, el detalle de los dos cierres rápidos...	154
Figura 99: Lamina adhesiva en la parte superior de la luna del parabrisas.	154
Figura 100: Centralita de gestión de parámetros de motor y resto de señales del vehículo.....	156
Figura 101: Cambio de carril, prueba DLC	160
Figura 102: Datos del vehículo de serie.	161
Figura 103: Datos de Suspensión delantera del vehículo de serie	162
Figura 104: Datos de la suspensión trasera del vehículo de serie.....	162

Figura 105: <i>Trayectoria del vehículo a 120 Km/h</i>	163
Figura 106: <i>Trayectoria del vehículo a 170 Km/h</i>	164
Figura 107: <i>Datos de partida vehículo de competición</i>	165
Figura 108: <i>Datos de Suspensión delantera del vehículo de competición</i>	165
Figura 109: <i>Suspensión trasera del vehículo de competición.</i>	166
Figura 110: <i>Cambio de carril DLC 120 vehículo de competición.</i>	166
Figura 111: <i>Trayectoria en el cambio de carril DLC 150</i>	167
Figura 112: <i>Trayectoria en el cambio de carril DLC 160</i>	167
Figura 113: <i>Trayectoria a 170 Km/h en el vehículo de competición</i>	168
Figura 114: <i>Cambio de carril, vehículo de serie.</i>	169
Figura 115: <i>Distancias de frenado con datos del vehículo de serie</i>	170
Figura 116: <i>Frenada del vehículo de competición</i>	171
Figura 117: <i>Masa total y reparto de masas.</i>	174
Figura 118: <i>Pantalla de cumplimentación de datos de suspensiones delantera y trasera.</i>	175
Figura 119: <i>Balaceo del vehículo de serie</i>	176
Figura 120: <i>Aceleración lateral y longitudinal del vehículo de serie</i>	177
Figura 121: <i>Implementación de la carga aerodinámica en la modelización del vehículo de competición.</i>	178
Figura 122: <i>Balaceo del vehículo de competición, Lateral.</i>	179
Figura 123: <i>Aceleración lateral y longitudinal del vehículo de competición</i>	179
Figura 124: <i>Comparativa de las aceleraciones laterales del vehículo de serie y de competición.</i>	180
Figura 125: <i>TIEMPOS POR VUELTA en detalle.</i>	181

Índice de tablas

Tabla 1: Características técnicas de la planta de potencia del Mercedes SLS AMG	66
Tabla 2: Características técnicas de la cadena cinemática y tren de rodaje del Mercedes SLS.....	67
Tabla 3: Características dimensionales del SLS AMG de producción.	68
Tabla 4: Características dimensionales del SLS AMG GT3. [24]	70
Tabla 5: Resumen de reacciones en los ejes en los casos más desfavorables de la marcha.	78
Tabla 6: Valores de reacciones en los ejes, en las condiciones más exigentes.	79
Tabla 7: Características del equipo de frenos. Discos de freno.....	82
Tabla 8: Datos de las pastillas de freno FERODO DS 1.11.....	82
Tabla 9: Pinza de freno Brembo escogida para el eje trasero.	85
Tabla 10: Pinza de freno Brembo escogida para el eje delantero.	87
Tabla 11: Geometría de suspensión delantera	95
Tabla 12: Geometría de suspensión delantera	96
Tabla 13: Características mecánicas del KIT 1 de muelles de suspensión del Mercedes SLS GT3	98
Tabla 14: Características mecánicas del KIT 2 de muelles de suspensión del Mercedes SLS GT3.	99
Tabla 15: Características mecánicas del KIT 3 de muelles de suspensión del Mercedes SLS GT3	99
Tabla 16: Resumen de las rigideces de los muelles de suspensión	101
Tabla 17: Resumen de las principales características de los muelles de suspensión de acuerdo con las particularidades del Mercedes SLS AMG GT3.	108
Tabla 18: Valores de fuerza en función de la velocidad de amortiguación en el eje delantero...	112
Tabla 19: Constantes de amortiguamiento de los amortiguadores de eje delantero.	113
Tabla 20: Valores de fuerza en función de la velocidad de amortiguación en el eje trasero.....	116
Tabla 21: Constantes de amortiguamiento de los amortiguadores de eje trasero.	117
Tabla 22: Características técnicas del perfil aerodinámico instalado en el vehículo.	147
Tabla 23: Presupuesto de Materiales y Componentes.....	185
Tabla 24: Presupuesto de personal	186
Tabla 25: Presupuesto de Licencias y equipos	186
Tabla 26: Presupuesto TOTAL	187

INTRODUCCIÓN

El automovilismo es una disciplina deportiva cada vez más profesionalizada, en la que el imparable avance de la tecnología tanto de materiales, como de electrónica, neumáticos, suspensiones, o aerodinámica hace que cada vez sea más difícil destacar si no es con la ayuda de grandes presupuestos económicos. Por otro lado, construir un vehículo partiendo de una hoja en blanco para su uso en competición puede ser una tarea de muchos meses de desarrollo y enorme coste.

Dentro de la competición de circuitos, acogiéndose a un reglamento FIA, la construcción de un vehículo desde cero, hoy día en el automovilismo queda reservado a la Fórmula 1 y los Sports Prototipo que compiten en carreras como *Les 24h du Le Mans*.

El resto de categorías del automovilismo o bien son categorías monomarca, o son adaptaciones de vehículos de calle a la competición.

Los monoplazas (como la GP2, la GP3 o incluso categorías inferiores) son disciplinas del automovilismo en las que con idéntico vehículo los participantes tratan de establecer las diferencias mediante la habilidad del piloto y la capacidad de análisis y mejora del ingeniero de pista.

El otro grupo es el que engloba las adaptaciones de vehículos de calle a competición y es el vehículo que ocupa este proyecto. Los costes se reducen mucho de este modo. El vehículo de partida, no obstante, es un vehículo encuadrado dentro de una categoría de vehículos de producción denominada deportivos o superdeportivos. Su valor de precio de venta al público está en torno a los 200.000€. Con pocas modificaciones sobre esta buena base, con solo variando componentes que repercuten directamente en el comportamiento dinámico del automóvil, como las suspensiones, frenos o los neumáticos, la aerodinámica y la adaptación del vehículo a los requerimientos de seguridad del reglamento es posible hacer un coche muy competitivo que ruede en pista en tiempos cercanos a prototipos de barquetas LMP 2 como las que participan en las carreras de circuitos de las Le Mans series.

El aumento de los costes en competición, justifica el uso de estos coches en el actual panorama de competición. Otra de las razones podría ser que también, que las grandes marcas ya no participan en estas categorías como marcas oficiales, delegando la representatividad a equipos privados.

La única participación de la marca es homologar el vehículo y autorizarlo a competir ante la FIA. Dejando en manos de equipos privados la gestión de su puesta a punto y el mantenimiento.

El objetivo de este proyecto, es realizar un simulacro de la actuación de un ingeniero en un equipo de competición. Trazar las líneas para desarrollar el coche adaptándose al reglamento y hacerlo competitivo mediante la puesta a punto.

La simulación es otro de los puntos que se trata el ingeniero de pista. Antes de poner un coche en pista y acometer enormes gastos derivados de la puesta en escena, es necesario partir con unos datos previos que pueden servir como base a la línea de trabajo.

OBJETIVOS

El principal objetivo de este Proyecto Fin de Carrera es realizar el desarrollo teórico-analítico de la preparación un vehículo de producción para su uso en competición, y como toda prueba automovilística regida por un reglamento en el que es necesario cumplir todos y cada uno de los artículos. Por tanto, y de manera resumida, como objetivos específicos del proyecto se plantean:

- Analizar el reglamento específico de la prueba deportiva a la que se acoge el vehículo participante.
- Plantear las modificaciones y llevarlas a cabo optimizando los recursos que acota la reglamentación.
- Calcular y analizar el reparto de masas en las distintas circunstancias que se dan durante la marcha del vehículo teniendo en cuenta las características del mismo.
- Cálculo y optimización del sistema de frenos.
- Cálculo y optimización del sistema de suspensión.
- Acondicionamiento exterior e interior conforme a los reglamentos FIA, incorporando elementos necesarios para el uso en carrera y eliminando los elementos superfluos.
- Modificaciones de seguridad necesarias para cumplir con el de reglamento FIA y otros aspectos del anexo J de la FIA.
- Verificar y cuantificar las mejoras introducidas mediante los programas de simulación computacional.

BLOQUE I:

ESTADO DEL ARTE

Capítulo I:

INTRODUCCIÓN

1. ANTECEDENTES E HISTORIA DEL VEHÍCULO DE PARTIDA

El vehículo de base para la realización de este proyecto es un Mercedes SLS. Un vehículo de producción que en 2010 el fabricante alemán de vehículos lanzó al mercado. Posteriormente, Mercedes decidió para obtener mayor repercusión publicitaria con su ingreso en la competición de circuitos, homologando el vehículo ante la FIA.

Como se ha dicho, el Modelo SLS AMG GT3, es un modelo que parte de un vehículo de calle, al contrario que su génesis, el 300 SL, que era un modelo de competición adaptado a la calle. A continuación se explicará los orígenes del nuevo Mercedes SLS.



Figura 1: Mercedes 300 SL (1955) y Mercedes SLS (2010).

El Mercedes-Benz SLS AMG no es un modelo que surja de una nueva idea, si no que es un vehículo que hereda de otro modelo mítico de Mercedes tanto el aspecto estético, como técnico y hasta vocacional. En las figuras 1 y 2 puede verse el Mercedes SLS y su génesis, el 300 SL.



Figura 2: Mercedes 300 SL (1955) y Mercedes SLS (2010) vista lateral.

1.1 ORÍGENES DEL MERCEDES SLS AMG: EL 300 SL “ALAS DE GAVIOTA”

Tras la II Guerra Mundial, en una Alemania en plena reconstrucción, las grandes compañías automovilísticas, no eran ajenas a la difícil situación económica. Las grandes marcas alemanas que habían sido pioneros en la evolución del automóvil, atravesaban una difícil situación en pleno proceso de reestructuración. Pero en el aspecto en el que no había crisis era en el plano técnico con brillantes ingenieros formados en los años '30. La idea de la fabricación del Mercedes 300 SL surgió de uno de los ingenieros, que presenciando la carrera de las 24 de Le Mans ganada por un Jaguar XK-120, lo motivó para proponer a la cúpula de la marca la fabricación de un turismo Sport de competición barato con mecánica tomada de la serie. Una competición como las 24 Le Mans, tenía una importante repercusión mediática y ganar la prueba podía impulsar de nuevo a la marca, para lograr recuperar la posición que ocupó en años anteriores. [17]

En Junio de 1951, Mercedes aprobó el proyecto iniciándose su planteamiento y desarrollo, y en 1952 el coche debutó en competición.



Figura 3: Mercedes 300 SL (W 198) de 1955, apodado “alas de gaviota”.

No solo debutó con buenos resultados en Marzo en la mítica carrera Millia Miglia, si no que, lo hizo con buenos resultados como un 3º y 4º puesto en la clasificación general de la prueba. Tras este buen inicio, en Junio de ese mismo año consiguió un doblete, colocando sus dos coches en las dos primeras posiciones en las 24 Le Mans.

Pero el paso que llevó de este vehículo puramente de competición a su uso en la calle, fue la repercusión mediática conseguida tras la victoria de la carrera Panamericana. El distribuidor de Mercedes en USA, presionó a los dirigentes de la marca para que racionalizaran el coche y sacaran una versión de calle, y de esta manera modificar la imagen que se había ganado de estereotipo de marca de coches de lujo y representación, con un vehículo deportivo que triunfaría al otro lado del atlántico debido a la mejor situación económica que tenía respecto a Europa.

En 1954 Mercedes presentó en el salón de New York un vehículo que suponía la adaptación de un modelo que nació puramente para las carreras.

Las características técnicas del vehículo eran una revolución para un vehículo de calle, pero al mismo tiempo con un precio lo suficientemente razonable como para poder lanzarlo al mercado. Y esto era posible, porque al igual que el vehículo de competición, el motor, por ejemplo era tomado de la berlina de Mercedes 300 (código interno w186) con alguna mejora. La base del motor era la misma que el de la berlina, pero al 6 cilindros en línea de 3.000 cm³, se le añadió inyección directa (esto aún hoy, es signo de innovación y tecnología) y cárter seco

para asegurar una correcta lubricación en curvas. El rendimiento era de 215cv a 5.800rpm con un par motor de 280 N·m a 4.600 rpm.

Las suspensiones son independientes paralelogramos deformables en ambos trenes.

El bastidor era una revolución para un vehículo de calle. Para un vehículo de competición era novedoso también, pero algo más habitual. Y es que la estructura estaba formada por un entramado de tubos de acero, lo cual daba al conjunto una excelente rigidez a torsión para la época, a la vez que una ligereza, con masa de 80 kg. En la figura 4 se ve puede apreciar el entramado de acero de la estructura.

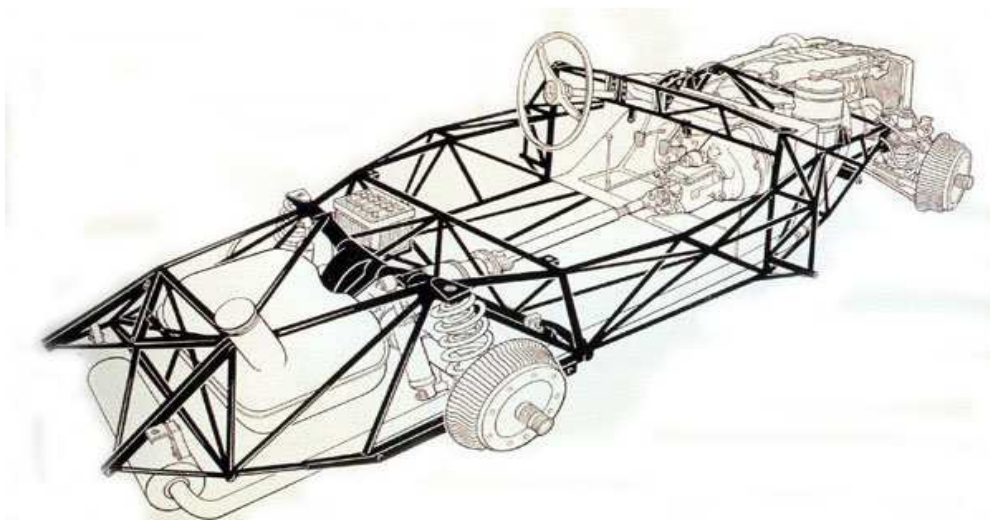


Figura 4: Estructura tubular de acero del Mercedes 300 SL.

A la vista de lo expuesto, se puede ver que el Mercedes 300 SL guarda, como se ha dicho, similitudes con la versión lanzada 55 años más tarde, el Mercedes SLS de 2010. Los dos son vehículos deportivos. Los dos son los modelos punta de lanza de Mercedes. Los dos son guardan una gran similitud estética, por las formas curvas de la carrocería de tres volúmenes y las puertas de apertura tipo alas de gaviota. Pero una la gran diferencia es el origen de de uno y de otro. El 300 SL es un vehículo de competición adaptado a la calle y el SLS es un vehículo de calle que mediante este proyecto vamos a desgranar cómo pasarlo a la competición.

1.2 MERCEDES SLS AMG

Tras el fracaso que representó en el aspecto económico el superdeportivo Mercedes-McLaren SLR de 2001, Mercedes decidió fabricar uno propio sin ayuda externa. El Mercedes SLR fue un vehículo de calle, con una carrocería de fibra de carbono, lo que elevaba enormemente el coste de fabricación y por tanto repercutía en el precio de adquisición. Por tanto Mercedes decidió cesar la producción y centrarse en un automóvil más asequible aprovechando la tecnología actual y mirando al pasado, al 300 SL. El planteamiento inicial era el de hacer un vehículo la mitad de valor del SLR al que sustituía, pero sin perder el planteamiento prestacional y de última tecnología. [16]

Así pues, con un motor delantero-central y propulsión trasera como su antecesor pero con un chasis monocasco autoportante con carrocería de aluminio. Las puertas son de apertura tipo alas de gaviota, abisagradas en el techo.

Uno de los aspectos revolucionarios que presenta, es la disposición *transaxle*, para mejorar el reparto de pesos. La caja de cambio va alojada en la parte posterior, a la altura de la suspensión trasera. La unión con el motor es mediante el árbol de transmisión, que como primicia, va construido en fibra de carbono, lo cual reduce mucho su momento de inercia, aspecto a tener muy en cuenta ya que es una masa que gira a la velocidad del motor y a la vez transmitiendo el mismo par motor que salga del motor.

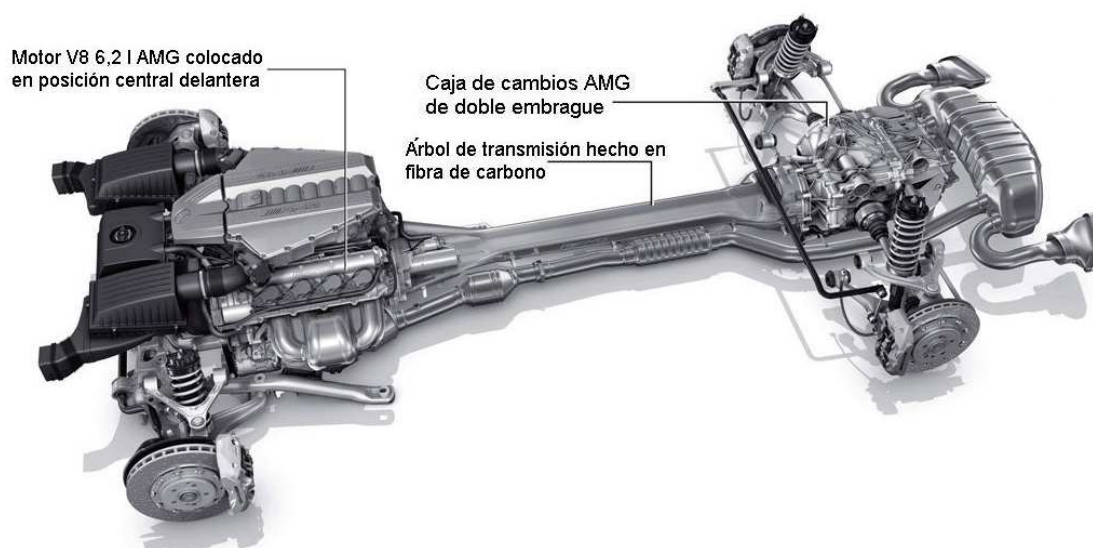


Figura 5: Esquema mecánico del Mercedes SLS AMG.

El motor parte de la base de otros modelos AMG de Mercedes, siendo esta potencia respecto aquellos con una cifra final de potencia máxima de 571cv a 6.800 rpm.

Las suspensiones son de paralelogramo deformable en ambos trenes. Los elementos elásticos son muelles y los amortiguadores son hidráulicos sin control eléctrico. Lleva barra estabilizadora en ambos trenes.



Figura 6: Carrocería y disposición de elementos mecánicos de Mercedes SLS AMG

Esto es a grandes rasgos el vehículo de calle que va a ser objeto de estudio en el presente proyecto. Se va a acometer la transformación de este vehículo en un vehículo de competición de circuitos del campeonato de España de GT.

2. LA SUSPENSIÓN DE LOS AUTOMÓVILES

El sistema de suspensión de un automóvil tiene como misión hacer más cómoda la marcha del mismo para los pasajeros y contribuir en todo momento a la mayor estabilidad del vehículo. Deberá tener dos cualidades importantes: elasticidad, que evita que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo en forma de golpes secos, y la amortiguación, que impide el balanceo excesivo de la suspensión absorbiendo la energía que el muelle devuelve tras la compresión. [1]



Figura 7: Ejemplo de suspensión de competición: Push-rod

Si la carretera, o en cualquier caso la superficie sobre la que se mueven los vehículos, fuera perfectamente nivelada y lisa, la unión rueda-coche podría simplificarse y ser en el límite rígida, en el sentido de que el eje sobre el que gira la rueda podría estar fijado directamente

sobre el bastidor. Esto tiene lugar en muchas máquinas de obras públicas y agrícolas, dado que la marcha sobre la carretera se efectúa sobre terreno casi siempre blando y a velocidad muy baja y se considera suficiente confiar la flexibilidad de los neumáticos para no transmitir las sollicitaciones a la masa suspendida del vehículo.

Pero las carreteras nunca son perfectamente lisas y presentan algunas irregularidades con asperezas de algunos centímetros. Por tanto, los automóviles deben estar provistos de la unión ruedas-bastidor capaces de asumir estas funciones: la elasticidad, es decir la unión mecánica mediante muelle, ballestas o barras de torsión para absorber y transmitir suavemente las asperezas y obtener el necesario confort de marcha; el frenado de la elasticidad, para amortiguar las oscilaciones producidas por la acumulación de energía de los elementos elásticos de la suspensión y, finalmente, aquella serie de órganos que con una particular disposición de los puntos de anclaje permite controlar los movimientos verticales de las ruedas para que la trayectoria de la marcha se acerque a la deseada por el conductor.

Por tales motivos, al automóvil no podría confiar estas importantes funciones exclusivamente a los neumáticos, por blandos que fueren. De hecho, faltaría el efecto amortiguante que el caucho y el aire poseen sólo en mínima parte, y que además del confort, resulta indispensable para mantener la rueda en contacto con el suelo. El siguiente esquema de la figura 8 modeliza el conjunto muelle-amortiguador.

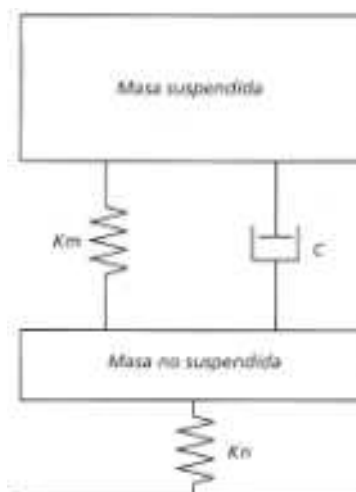


Figura 8: Modelización del conjunto muelle-amortiguador (K_m y c) y neumáticos (K_n)

Si el neumático no puede asumir todas las funciones de una suspensión, cabe preguntarse cómo es que los automóviles, a diferencia de los trenes no tienen las ruedas con forros de hierro, sin caucho. La respuesta es que la función principal y fundamental de neumático es aumentar enormemente la adherencia entre rueda y terreno.

Secundariamente, existen las funciones de absorber las asperezas más pequeñas y conservar la silenciosa marcha. Los trenes en cambio no tiene la necesidad de adherencia lateral ya que las ruedas son guiadas por los raíles en las curvas, tan sólo es necesario que los ejes motrices están fuertemente cargados para transmitir la potencia al suelo. [2]

3. HISTORIA Y EVOLUCIÓN DE LAS SUSPENSIONES

Los primeros tipos de suspensión que aparecieron no preveían suspender cada rueda independientemente, sino de dos en dos. De hecho, como el automóvil desciende del del carruaje de caballos, los primeros constructores transfirieron la técnica de las suspensiones de los carruajes a los coches. Estas técnicas preveían 2 ejes rígidos unidos a la caja del vehículo mediante ballestas longitudinales o transversales. Las ruedas estaban forradas de hierro y no tenían amortiguadores verdaderos, esta acción la hacían las hojas de las ballestas con el frotamiento entre ellas. [2]

El estado de las carreteras, la escasa adherencia ofrecida por las ruedas y la limitada velocidad, no exigieron las sofisticaciones alcanzadas de otros órganos del vehículo en los primeros años del siglo. A pesar de que las primeras suspensiones independientes aparecieron alrededor de 1903, la gran masa de los constructores se orientó hacia soluciones estándar, que por lo general eran ejes rígidos con ballestas y asentamiento con notable caída positiva. La primera gran revolución, sobre todo con respecto al confort de marcha, fue el neumático, que obligó a una puesta al día de las suspensiones sobre 1920.

De los más de 100 años de historia de automóvil, la evolución de las suspensiones cabe dividirla en varias etapas:

De 1885 a 1920: el paso del diseño de los carruajes hacia técnicas más adecuadas, por principios de construcción y por prestaciones a un vehículo de motor. Los esquemas de construcción permanecieron aunque fueron innumerables los intentos de nuevas soluciones.

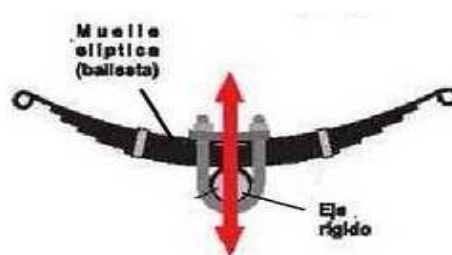


Figura 9: Esquema de suspensión derivado de los carruajes

De 1920 a 1955: búsqueda de soluciones con prestaciones crecientes y una estabilidad que hacía poco se había convertido en una fundamental exigencia. En este periodo fue cuando se produjo la progresiva diferenciación de los esquemas de las suspensiones en función del tipo de coche (posición del motor, tipo de propulsión, condiciones de carga...) En el sector de los coches de prestigio y de competición se produjo el desarrollo de esquemas nuevos, más complejos, en búsqueda del confort y las prestaciones sofisticadas.

De de 1955 a 1988: Adopción de soluciones ya formuladas teóricamente y consideradas de nuevo con esquemas de construcción adecuados a las grandes series (menor coste, mayor fiabilidad y menor mantenimiento); con los nuevos objetivos se actuó en la búsqueda de nuevas soluciones. También se propusieron algunos esquemas antiguos originales como el eje de Dion, las suspensiones intercomunicadas...Las soluciones encontradas encuentran una justificación en las tecnologías que permiten ahora una notable reducción de los costes siendo utilizada en los coches de prestigio o bien, ofrecerlas a un público que es atraído por la complejidad técnica. Desde el punto de vista funcional, es necesario subrayar que un cierto esquema de de suspensión difícilmente tiene de por si unas dotes de estabilidad y de confort superiores a las de cualquier otro tipo, en el sentido del diseño de aplicación de cada esquema y otros numeros factores (asentamiento cotas, elasticidad, amortiguadores, y sobre todo, la geometría) pueden modificar completamente el comportamiento. Por ejemplo, una buena suspensión de brazos tirados puede comportarse mejor que una suspensión independiente mal diseñada

De 1988 hasta nuestros días queda marcado por la aparición en la F1 de las suspensiones pilotadas de gobierno electrónico (fig.10), han ido incorporándose en los vehículos desde los deportivos a los vehículos de la categoría de compactos.



Figura 10: *William FW14, dotado de suspensión electrónica con balanceo prácticamente nulo*

4. OBJETIVO DE LA SUSPENSIÓN

Se puede afirmar que son dos las misiones principales que se le encomienda a un sistema de suspensión: asegurar la estabilidad de la marcha y el confort de los ocupantes. En cierta medida estas dos misiones pueden ser contrapuestas, como es el caso de los vehículos de carácter deportivo o yéndonos al extremo, los vehículos de competición. Dentro de estas dos funciones principales, se puede inferir las siguientes subfunciones del sistema de suspensión:

1. Proporcionar un comportamiento vertical tal que las ruedas puedan superar los desniveles del terreno, aislando a la carrocería de las irregularidades de la carretera.
2. Mantener la posición de los neumáticos y la geometría de dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera.
3. Reaccionar a las fuerzas de control que se transmiten desde la ruedas: fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (el giro), y pares de dirección y frenado.
4. Resistir al balanceo de la carrocería
5. Mantener las ruedas en contacto con la calzada con variaciones mínimas de carga

La acción de absorber las irregularidades del terreno se consigue por la acción combinada de neumáticos (caucho + aire a presión), la elasticidad de los asientos y el sistema elástico de suspensión. Las pequeñas irregularidades del terreno son absorbidas por los neumáticos, siempre esto es posible en carreteras de buen firme, pero hay que tener en cuenta que la misión principal de los neumáticos es asegurar el agarre sobre la carretera y la marcha silenciosa dentro de las posibilidades del firme sobre el que se está rodando.

Cuando las irregularidades del terreno son grandes, son absorbidas por los elementos elásticos de la suspensión generando oscilaciones tanto mayores cuanto más “blanda sea la suspensión”. Estas oscilaciones deben ser rápidamente amortiguadas para asegurar el contacto permanente de la rueda con el terreno.

A continuación expondremos algunas de las causas de vibraciones del vehículo.

4.1 VIBRACIONES EN EL VEHÍCULO

Los automóviles viajan a elevada velocidad y por ello están sometidos a un amplio espectro de vibraciones. Estas se transmiten a los pasajeros de forma táctil, visual o audible.

El término vibraciones se puede ligar cuando hacemos referencia a las vibraciones táctiles, mientras que las vibraciones audibles las podemos asociar al ruido. Alternativamente el espectro de vibraciones se puede dividir de acuerdo con la frecuencia y clasificarlas en como vibraciones (0-25 Hz) y ruido (25Hz-25000Hz). El punto límite de 25 Hz es aproximadamente la frecuencia inferior del umbral de audición, mientras que el límite superior de frecuencia es la vibración simple común a todos los vehículos de motor. Los diferentes tipos de vibraciones está normalmente interrelacionados, por lo que suele ser difícil considerarlos por separado; así por ejemplo hay también ruido cuando hay vibraciones de baja frecuencia.

Las fuentes de vibración y ruido de un vehículo contienen un amplio espectro de frecuencias, con diferentes amplitudes. Limitándonos únicamente a las frecuencias verticales, la gama puede ser dividida en tres tipos:

- 1-3 Hz: frecuencias naturales de la carrocería
- 5-40 Hz: frecuencia de oscilación de las masas no suspendidas
- 40-250 Hz: Oscilaciones producidas en las masas no suspendidas, debidas a las vibraciones naturales de los neumáticos.

El origen de las fuentes de excitación por las que se originan las vibraciones se pueden dividir en dos grandes grupos:

1. *Ajenas al vehículo o indirectas*: son las que se transmiten a la masa suspendida a través de las masas no suspendidas y cuyo principal exponente es el estado del terreno (irregularidades de la carretera) por dónde debe circular el mismo.

2. *Propias del vehículo o directas*: son las ejercidas sobre la masa suspendida por elementos contenidos en ella, es decir, son fuentes de excitación de vibraciones que están incorporadas al propio vehículo y que surge principalmente de elementos giratorios o rotativos del mismo, como son los conjuntos llanta-neumático, el sistema de transmisión-tracción, el motor y las acciones aerodinámicas. [1]

5. CONFIGURACIÓN DE LA SUSPENSION

El diseño del sistema de suspensión es de una gran importancia, ya que de él depende la adecuación de la respuesta del vehículo ante las diferentes sollicitaciones tanto estáticas como dinámicas. Las posiciones espaciales y la fuerza vertical dependen directamente del sistema de suspensión, que posiciona la rueda con respecto a la carrocería del vehículo y al suelo, por lo que el diseño juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo. [1]

Al analizar la suspensión, el estudio se centrará inicialmente en diversos parámetros geométricos, con el fin de determinar la caída de la rueda y los ángulos de dirección para, a continuación, analizar la distribución de fuerzas en cada una de las ruedas.

La suspensión en su sentido general, se obtiene:

- Entre el suelo y los ejes de las ruedas, mediante los neumáticos
- Entre los ejes de las ruedas y el chasis, mediante elementos elásticos; como resortes, ballestas o barras de torsión, neumáticas o hidráulicas y los amortiguadores.

Por su parte, el sistema de dirección controla el movimiento de rotación de la rueda en un eje aproximadamente vertical. Los casquillos, el sistema de dirección y el chasis sufren deformaciones dependientes de las fuerzas que actúan sobre ellos, sin embargo con objeto de obtener una imagen clara de su funcionamiento y comportamiento estático y dinámico, consideraremos todos los elementos perfectamente rígidos a no ser que justifiquemos lo contrario en determinados puntos.

Un vehículo automóvil, consta por tanto de una masa suspendida y una masa no suspendida, como se puede ver esquemáticamente en la figura 11.

La parte llamada no suspendida: ejes, brazos de suspensión, ruedas, equipos de frenos... constituyendo los trenes rodantes; como anteriormente se ha comentado existe una suspensión entre el suelo y los trenes rodantes obtenida mediante los neumáticos, por lo que esta parte se denomina semisuspendida.

La parte llamada suspendida: chasis, grupo motor, carrocería, equipamiento, ocupantes.

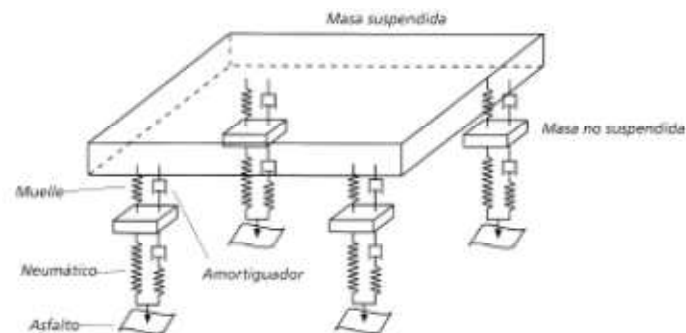


Figura 11: Modelización del sistema de suspensión. Masas suspendidas y NO Suspendidas

5.1 TIPOLOGÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión se diseña para que cada rueda presente dos grados de libertad respecto al chasis, para una posición determinada del sistema de dirección. Uno de ellos será la rotación correspondiente al giro de avance y otro el movimiento vertical. El elemento portador de la rueda tendrá únicamente un grado de libertad cuando la dirección está fijada, con lo que hay que proporcionar restricciones para eliminar cinco grados de libertad, y para conseguirlo existen diversas soluciones. [1]

La clasificación de los diferentes sistemas de suspensión puede realizarse atendiendo a distintos criterios pero, dado que en la práctica hay tantos distintos tipos de suspensión como vehículos, no pueden establecerse como generales ninguna de las clasificaciones.

Generalmente, se puede clasificar en dos grandes grupos: [1] [2] [3]

- De eje rígido o dependientes
- Suspensiones independientes

Una variante de la suspensión independiente son las denominadas semiindependientes, por ser función intermedia de las dos anteriores, se tratarán en este texto como suspensiones independientes. También es habitual clasificarlas en suspensiones delanteras y traseras.

5.1.1. SUSPENSIONES DEPENDIENTES

Eje Rígido

El eje rígido es un sistema de suspensión dependiente en el que la situación espacial de una rueda está relacionada de manera directa con la posición de la otra rueda del mismo eje, queda representada en la figura 12.

Las restricciones al movimiento del eje deben dejar libertad a los desplazamientos vertical y de balanceo respecto la carrocería, lo que requiere entonces dos grados de libertad.

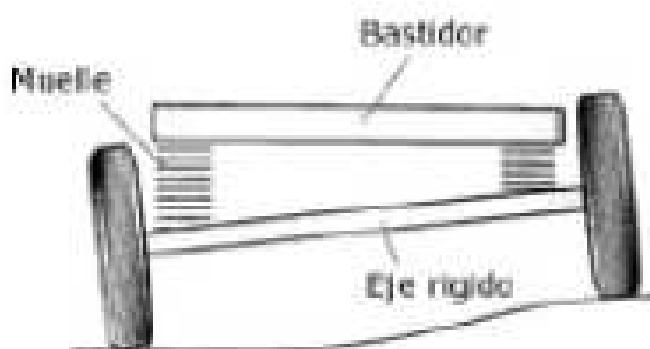


Figura 12: Esquema simple de eje rígido

Tradicionalmente se ha buscado una mejora del eje rígido intentando proporcionar una trayectoria lo más vertical posible del eje rígido respecto de la carrocería. Uno de los mecanismos que proporciona una mejora de la cinemática del eje rígido es la barra de Panhard (fig.13). Es una barra radial simple que se fija en el lateral del eje. Un extremo está unido con la carrocería y otro extremo está unido al eje. Su uso presenta una trayectoria que no es lineal, si no circunferencial, con un radio de giro igual a la longitud de la barra. Los desplazamientos verticales tienen errores laterales. Los efectos de balanceo tienen efectos no simétricos, ya que en función del lado del giro, el pivote, situado a un lado o a otro del chasis se elevará o descenderá de acuerdo con la dirección de giro. Para que esto no fuera posible la barra Panhard debería estar situada en el centro del eje, pero esto introduciría errores en las curvas. La solución a esto es el eje de Watt, del que detallamos su funcionamiento en el siguiente punto.

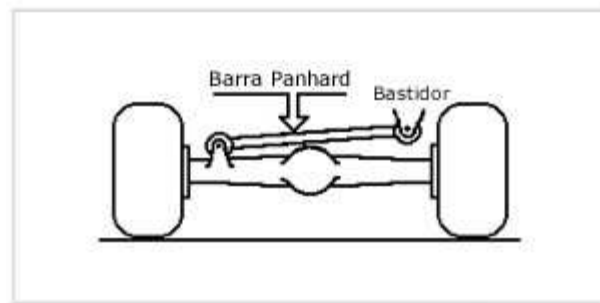


Figura 13: Esquema simple de eje rígido con barra Panhard

Los inconvenientes que presentan este tipo de suspensión:

- Los movimientos y vibraciones se transmiten de una rueda a otra.
- Genera tanto pares giroscópicos como variaciones direccionales en ambas ruedas, al comprimirse una de las ellas.
- Comportamiento brusco, cambios de los ángulos de avance en frenada y una localización muy elevada del centro de balanceo, además baja resistencia anti-balanceo.
- Ocupa un excesivo volumen e incremento de masa en comparación con los sistemas de suspensión independientes.

Su uso en suspensiones delanteras está muy limitado. Se pueden encontrar en todo terreno puro y camiones de obras públicas, así como maquinaria de agrícola y de obras públicas.

En el eje trasero era un tipo de suspensión común para transmitir la potencia, pero hoy día con los estándares de calidad de rodadura, comodidad y prestaciones, su uso está limitado a todo terrenos y camiones. La evolución de este sistema está en el control de los movimientos restringidos, es decir, se han ido incorporando brazos de control que proporcionan resistencia longitudinal, mientras otros brazos o tirantes superiores absorben las fuerzas laterales y las de tracción y frenada. También forma parte de la evolución el uso de muelles helicoidales y cojines neumáticos a favor de las ballestas, su comportamiento desde el punto de vista del confort es mejor por la limitación de ruidos y vibraciones.

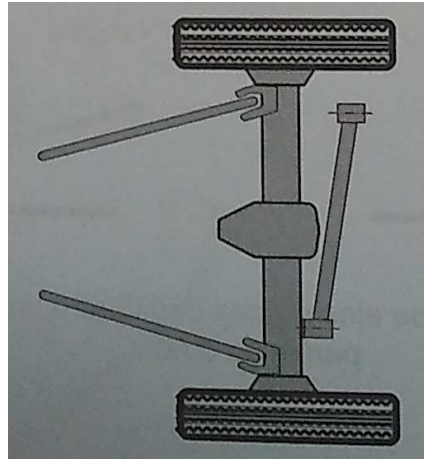


Figura 14: Esquema de eje rígido con brazos de control

EJE DE WATT

El eje de Watt es un variante del eje de brazos tirados unidos por eje torsional, a la vez que una evolución del eje rígido. Las funciones del paralelogramo de Watt (concretamente los dos brazos transversales) son dos: primera, reforzar la sujeción lateral de toda la suspensión trasera a la carrocería y segunda, evitar que las ruedas traseras tiendan a perder su alineación ante esfuerzos laterales grandes por ejemplo en curva. La figura 15 representa el esquema del eje de Watt.

En los coches con suspensión trasera de eje de torsión (sin un elemento adicional de sujeción lateral), estos movimientos se pueden limitar mucho si sus puntos de unión (normalmente suelen ser de caucho) con la suspensión son muy rígidos.

El inconveniente de que cedan poco ante esfuerzos transversales es que la suspensión transmite más sus movimientos a los ocupantes, pero las reacciones del coche son más precisas. Es decir, a mayor dureza de estas piezas flexibles, el coche es más incómodo; si ceden mucho, pierde mucha precisión de reacciones. Normalmente los fabricantes resuelven este dilema con unos puntos de unión que den un buen compromiso entre comodidad y precisión.

El paralelogramo de Watt está compuesto por dos barras, cada una unida por un extremo a los brazos de la suspensión trasera, casi en donde la rueda va sujeta. Los otros extremos de las barras están unidos entre sí por una articulación que permite que se desplacen libremente en sentido vertical (por ejemplo si una rueda pasa por una bache y la otra no), pero no en sentido transversal a la marcha. Si una rueda trasera empuja esa barra (en una curva muy pronunciada), la otra hace una fuerza de la misma magnitud en sentido contrario (de esa forma la distancia entre las ruedas traseras cambia muy poco). Lo que impide que todo el eje trasero se desplace respecto a la carrocería (hasta cierto punto), es que las dos barras del paralelogramo de Watts, van unidas al chasis, en su punto de articulación.

Alguna de las ventajas de esta suspensión frente a una multibrazo es su ligereza y necesidad de poco espacio. Entre los inconvenientes está la imposibilidad de ser un eje capaz de soportar un conjunto diferencial para la transmisión de potencia, es decir, no puede ser un eje tractor.



Figura 15: Suspensión dependiente Eje de Watt

EJE DE DION

La suspensión de Dion es una mezcla de eje rígido y suspensión independiente. Es un tipo de suspensión en desuso a favor de suspensiones más elaboradas, por ser una suspensión costosa y pesada.

El eje De Dion como el de la figura 16 está unido a cada rueda trasera y describe una curva para salvar el diferencial. El diferencial, por tanto, está unido al bastidor y es parte de la masa suspendida. En un eje rígido normal, por el contrario, el diferencial está en el eje y forma parte de la masa no suspendida, con sus consiguientes desventajas.

Los elementos de unión entre el eje De Dion y el bastidor suelen ser dos largos brazos oblicuos, que soportan los esfuerzos longitudinales, de aceleración y de frenada, y algún tipo de sujeción transversal (una barra Panhard o un paralelogramo De Watt).

El eje De Dion tiene la principal ventaja del eje rígido: mantiene siempre las ruedas en una posición fija con relación al plano del suelo, aunque la carrocería se balancee mucho. Los inconvenientes de este sistema, que en un principio no se observaron, es que las ruedas, bajo cargas de compresión, se producen un cambio de la convergencia que en la parte trasera da el vehículo un carácter nervioso.

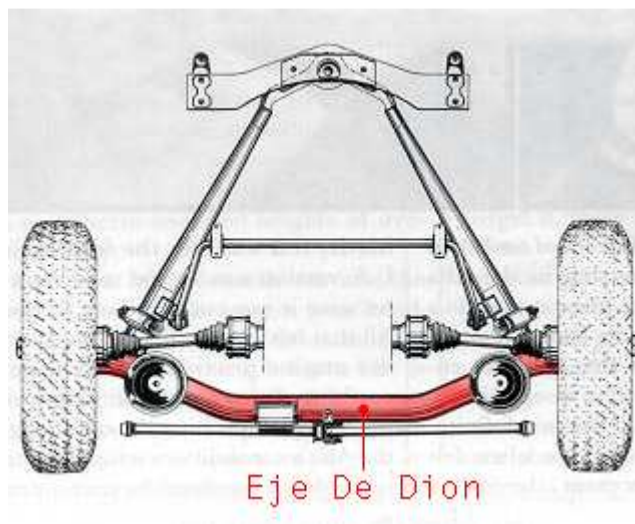


Figura 16: Eje de Dion

5.1.2. SUSPENSIONES INDEPENDIENTES

Originalmente era una suspensión propia de eje delantero ya que la mayoría de los vehículos hasta mediados de siglo se fabricaban bajo la concepción clásica de motor trasero y propulsión trasera y para transmitir la tracción se valían de un eje rígido. Más tarde, el motor se pasó a la parte delantera para solventar la crecida del nivel prestaciones y dotar al vehículo de una mayor estabilidad de la marcha.

Con estos requisitos la suspensión delantera era independiente ya que en el eje delantero no había tracción y por tanto, no había necesidad de unir las ruedas.

En la actualidad se aplican tanto a ejes anteriores como posteriores. De forma general se puede decir que cualquier suspensión delantera independiente debe tener una geometría que cumpla los siguientes requisitos:

1. Conectar transversalmente las dos ruedas con el sistema de dirección, de forma que se produzcan variaciones mínimas en la convergencia con el movimiento vertical de las ruedas.
2. Utilizar tanto muelles helicoidales como barras de torsión o cualquier otro elemento elástico que proporcione elasticidad (curva fuerza-desplazamiento).
3. Permitir incorporar amortiguadores telescópicos.
4. Permitir añadir barras estabilizadoras.
5. Permitir situar el centro de balanceo a la altura deseada.
6. Permitir incorporar, en caso necesario, geometrías anti-hundimiento delantero en frenada.
7. Soportar las fuerzas que actúan sobre ella durante la aceleración, frenada o paso por curva, permitiendo aislar el cuerpo del vehículo de ruidos y vibraciones de alta y baja frecuencia.
8. Restringir la inercia, giros y otras fuerzas que se producen como consecuencia del movimiento vertical de las ruedas.
9. Generar el mínimo rozamiento posible durante todo el recorrido vertical.

A continuación, se detallan los distintitos tipos de suspensión independientes:

5.1.2.1 Semiejes oscilantes

En esta configuración destaca su gran sencillez, es el precursor de las suspensiones independientes. La rueda está unida por un único brazo transversal. El nacimiento de esta suspensión de ejes oscilantes (ver figura 17) tiene como objetivo conseguir una suspensión trasera independiente lo más sencilla posible que permita que el cubo de salida de la transmisión y el brazo portante de la rueda permanezcan coaxiales ante las alteraciones de la carretera. En muchos casos se usaba una junta universal totalmente integrada en cada semieje. Solía ser incorporada en gran variedad de modelos de motor trasero y económico.

La longitud de los semiejes era generalmente algo menor que la mitad del ancho de vía del vehículo, y el centro de balanceo solía estar por encima del eje de giro de los brazos por lo que en curva la transferencia de carga era muy elevada. Pero este no era el peor de sus inconvenientes, lo peor eran los cambios de caída de la más cargadas en apoyo (las exteriores). Estos cambios de caídas eran hacia ángulos positivos, lo que reducía significativamente la potencia disponible en las curvas, en especial con los neumáticos anchos. Uniendo todos estos efectos negativos, podemos comprender como este tipo de arquitectura simple de la suspensión independiente fue abandonada hacia esquemas más elaborados.

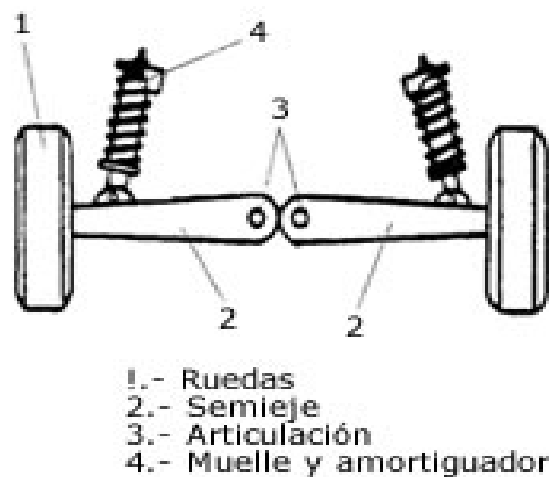


Figura 17: *Suspensión de ejes oscilantes*

5.1.2.2 Suspensión de paralelogramo deformable

Si se desea permitir a la rueda un grado de libertad extra y para ello se instala una articulación entre el brazo oscilante y la rueda, entonces se debe añadir un segundo brazo adicional (ver figura 18 en la que se representa el esquema de paralelogramo deformable), correspondiendo a una suspensión tridimensional con dos brazos oscilantes o de paralelogramo (dos brazos en A) deformable.



Figura 18: Suspensión de paralelo deformable en doble A

La suspensión de paralelogramo es sin lugar a dudas una de las más empleadas en turismos de alta gama y deportivos. También los vehículos de competición acuden a esta elaborada disposición de brazos para dar control al recorrido vertical del neumático.

Variando la longitud y orientación de los brazos, así como posición y el tipo de anclaje, pueden obtenerse infinidad de geometrías. Inicialmente los brazos eran paralelos y de igual longitud, por lo que el centro de balanceo quedaba en el suelo o por debajo de este y el balanceo era muy elevado. Con una configuración de brazos de igual longitud, al comprimirse la suspensión la caída se mantenía, en principio, en su valor estático, las variaciones de ancho de vía que originaba acababan produciendo una caída positiva que ocasionaba un desgaste irregular y muy severo de los neumáticos, junto con un comportamiento inestable en curvas.

Observando esta geometría podemos ver que si aumentamos la longitud de los brazos, la tendencia a estrechar la vía en los movimientos de extensión-compresión va mitigándose. Esta

fue una primera evolución del sistema, la de alargar los brazos de suspensión, pero la mejora final era muy escasa y el mal comportamiento que seguía obteniendo provocó que el sistema se desechara por completo. Para intentar reducir la variación del ancho de vía se pensó posteriormente reducir la longitud del brazo superior y aumentar la del brazo inferior, manteniendo el paralelismo inicial de la superficie de la banda de rodadura con el suelo. Así se pueden obtener caídas más favorables.

La variación de la caída depende directamente de la diferencia relativa de longitud entre los brazos superior e inferior. El centro de balanceo seguía situándose en el suelo pero los brazos solo eran paralelos cuando la suspensión estaba descargada.

La siguiente evolución fue variar las inclinaciones de los brazos entre sí y las relativas al chasis. Esta arquitectura de brazos desiguales y no paralelos es la precursora de la actual y permite que el ancho de vía se mantenga constante y la caída se reduzca, mejorando así el desgaste de los neumáticos y el comportamiento de vehículo.

Las suspensiones modernas de paralelogramo están formadas por brazos desiguales y no paralelos. Esto permite obtener variadas geometrías modificando las longitudes de los brazos, inclinaciones y la inclinación relativa al chasis para obtener la suspensión más adecuada para cada caso.

La longitud e inclinación del brazo superior controlan la variación de la caída, que tiende a ser negativa en la rueda más cargada. Cuanto menor sea la longitud del brazo superior y más inclinado esté hacia el centro de gravedad, el centro de balanceo se acercará más al centro de gravedad y disminuirá el momento de balanceo estático. La inclinación de las barras y su longitud está limitada por la variación de la carga del centro de balanceo. Si el brazo superior es muy corto y está muy inclinado, el desplazamiento dinámico del centro de balanceo es mayor, es decir, aunque mejora el ángulo de caída de la rueda más externa, contrarrestando la variación debida al balanceo de la carrocería, el ángulo de caída en la rueda interior puede ser desfavorable.

Aquí es donde se encuentra el juego de las distintas variables para dar con un correcto compromiso en función de la necesidad buscada. Este tipo de esquema de suspensión es utilizado generalmente en vehículos de propulsión trasera y motor delantero en posición longitudinal. En este tipo de vehículos pero con motor transversal, no es lo más habitual, pero si hay algunas excepciones que lo montan, con la particularidad de que colocan el brazo

superior con la inclinación y longitud requerida a fin de mantener una determinada caída y un comportamiento adecuado de la dirección. Aunque como se ha dicho, este esquema no es lo más habitual en motores delanteros transversales, lo más habitual es el esquema McPherson.

A finales de los '80 los fabricantes propusieron nuevas soluciones a los sistemas de paralelogramo deformable con motor transversal, de esta manera se encuentra el denominado paralelogramo deformable alto, que consigue elevar el brazo superior de forma que se apoye por encima de la rueda, a pesar de las restricciones de neumáticos más anchos y carrocerías más bajas. Este tipo de diseño incorpora un brazo extra en posición vertical (Figura 19) y que tiene una forma curvada que permite usar un trapecio más largo y dando una mayor libertad de diseño en la geometría de la rueda. Como elementos elásticos lo normal es encontrarse con muelles helicoidales, son pocos los casos en la que los elementos elásticos son barras de torsión o ballestas.

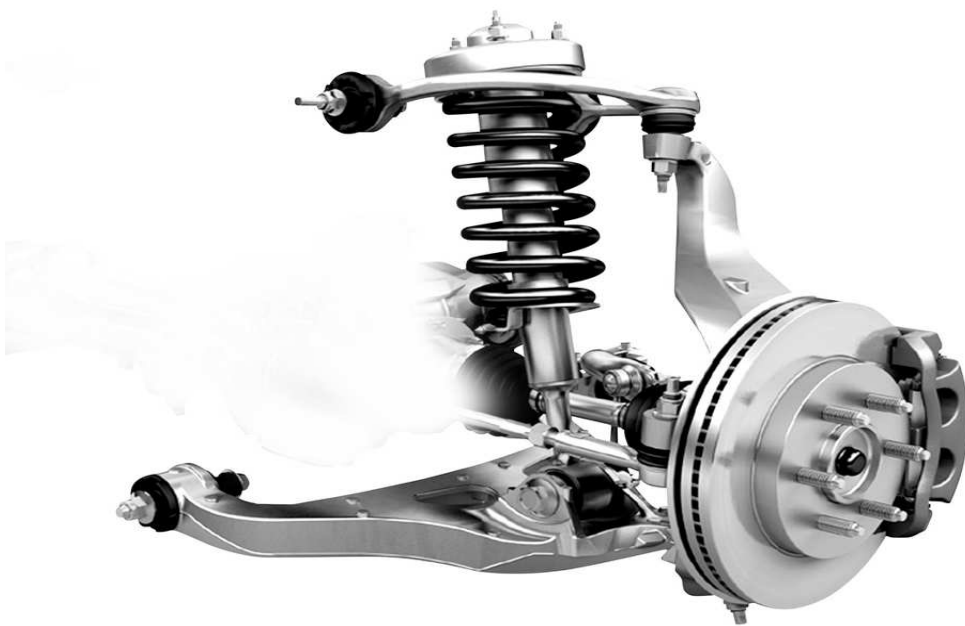


Figura 19: Paralelogramo deformable con brazo extra vertical

5.1.2.3 Suspensión *push-road* y *pull road*

Este tipo de esquemas de suspensión podría encuadrarse dentro del grupo de suspensiones de triángulos superpuestos, con la diferencia de que el conjunto muelle amortiguador no pertenece a ninguno de los triángulos. El conjunto muelle amortiguador es accionado por un tirante suplementario que se une a la mangueta por la parte inferior (Push-road) o por la parte superior (pull-road). En conjunto muelle amortiguador se encuentra anclado en el bastidor del vehículo y no pertenecer a las masas no suspendidas.

Los vehículos que adoptan estos complejos esquemas son los deportivos de calle de muy altas prestaciones y los vehículos de competición de circuitos. Se podría decir que todos los monoplazas lo llevan, incluido los F1. En F1 existen los dos tipos de suspensiones: el pull-road y el push-road.

El tipo de suspensión pull-road, es mucho más simple que el push-road, en cuanto a proyectación y geometría, y además baja sustancialmente el peso de todos los elementos de la suspensión trasera.

La diferencia entre una suspensión y otra es la forma en que conectamos la masa no suspendida con la masa suspendida, afectando eso a su manera de trabajo. En la figura 20l a suspensión push-road (masa no suspendida) se conecta con el resto del coche (masa suspendida) desde el trapecio inferior a la parte superior del chasis donde está ubicado el amortiguador, siendo principalmente un movimiento vertical y de compresión (push-road).

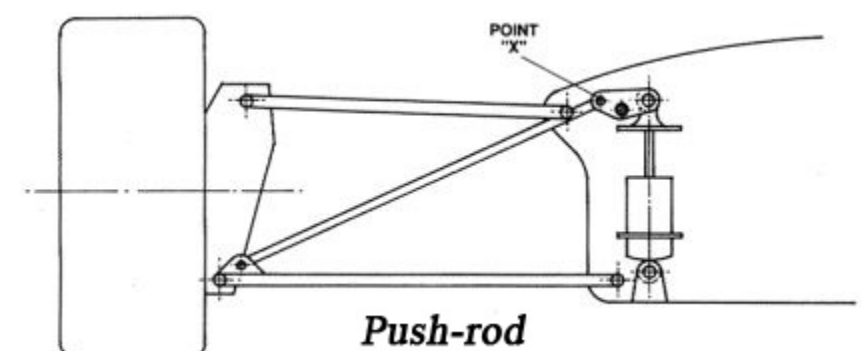


Figura 20: Disposición de elementos en la suspensión Push-Road

En cambio, la suspensión pull-road (ver fig.21), conecta la suspensión desde el trapecio superior a la parte baja del chasis donde está conectado al amortiguador. El movimiento que se genera es principalmente un movimiento lateral y de tracción (pull-road).

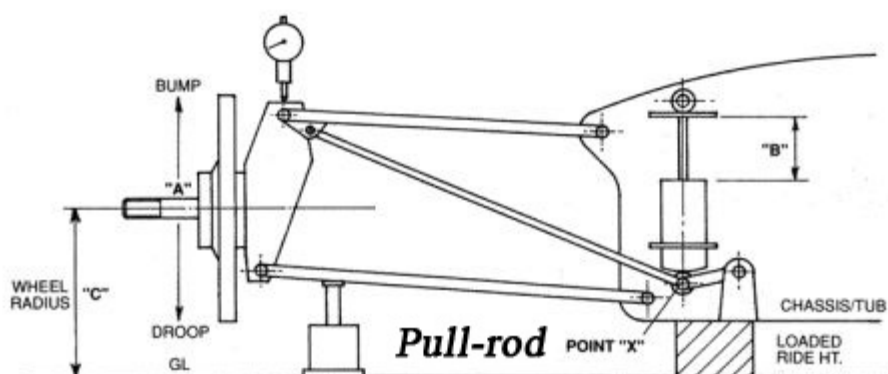


Figura 21: Disposición de elementos en la suspensión Pull-Road

Las ventajas del pull-road frente al push-road son tres:

- 1) Es más ligera.
- 2) Tiene un centro de gravedad más bajo en su conjunto ya que los amortiguadores y muelles pueden ir más bajos.
- 3) Es más aerodinámica ya que los tirantes pueden ser más estrechos que los de la push-road pues sólo trabajan a tracción.

Los inconvenientes del pull-road frente al push-road es, que es difícil de diseñar, es más frágil y propensa a roturas, debido a las altas cargas aerodinámicas que se generan en la parte inferior del monoplaza con los dobles difusores y cambios de pesos dinámicos en curvas de alta velocidad.

Por tanto, en los monoplazas con suspensión pull-road, los escapes han de discurrir sobre el fondo plano del monoplaza a los lados del canal central y por debajo del nivel de la caja de cambios.

5.1.2.4. Suspensión McPherson

Otra solución comúnmente adoptada consiste en sustituir el brazo superior por una rótula y una corredera. La suspensión McPherson se caracteriza por tener unido solidariamente el amortiguador al buje de la rueda, de manera que el movimiento del bastidor con relación a la rueda tiene la misma dirección que el eje perpendicular del amortiguador.

Este sistema de suspensión, que fue desarrollado por Earle S. McPherson, ingeniero de Ford del cual recibe su nombre, y que fue patentado en la década de los 50. Este esquema es uno de los más utilizados en el tren delantero, aunque también es compatible para el trasero. El éxito de este sistema, sobre todo en vehículos modestos, es debido a su sencillez de fabricación, mantenimiento, bajo coste y el poco espacio que ocupa. [1]

La unión a la carrocería por la parte superior de la columna McPherson se realiza mediante una unión flexible, con un cojinete axial que permite el giro del conjunto muelle-amortiguador con la rueda. Esta unión permite absorber además de posibles ruidos y vibraciones, aunque a veces también cuando está en mal estado es fuente de ruidos. La principal ventaja de las suspensiones McPherson es que el reparto de esfuerzos se realiza sobre superficies bien espaciadas y rígidas. Como desventaja principal están las fuerzas que se producen como consecuencia del deslizamiento de los elementos que hacen de guía en los amortiguadores, estas fuerzas son elevadas, al ser estos elementos portantes. En la geometría de paralelo deformable, al no tener los amortiguadores una función estructural, cosa que desempeñan los propios brazos de suspensión, los rozamientos son menores y los amortiguadores no tienen que soportar esfuerzos flectores. En cuanto a las desventajas asociadas a la cinemática del recorrido de la suspensión, cabe observar como ante los ejercicios de comprensión-extensión se produce un cambio en el ancho de vía mayores que las de paralelogramo.

5.1.2.5. Suspensión de ruedas tiradas

Dentro de esta categoría nos encontramos tres grupos distintos:

- Suspensión de brazos arrastrados
- Brazos tirados unidos por eje torsional
- Brazos tirados unidos por barras de torsión

La suspensión longitudinal o de rueda tirada es aquella en la que el elemento principal de la suspensión está por delante del eje de la rueda. Son muy raros los casos en los que este tipo de suspensión se usa en el eje delantero.

- **Suspensión de brazos arrastrados**

La suspensión de brazos arrastrados suele usarse normalmente en el eje trasero, en vehículos de altas prestaciones. La figura 22 representa el eje de unión de los puntos de anclaje es perpendicular a la línea central del vehículo, por lo que durante los movimientos de la suspensión no hay cambios en los ángulos de las ruedas. Los brazos de control (brazos arrastrados) absorben las fuerzas longitudinales y los momentos de frenado, y controlan el cabeceo.

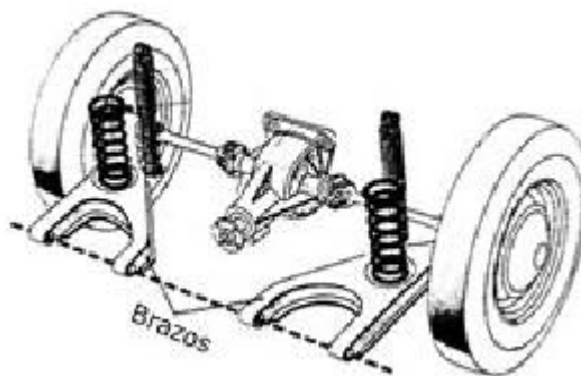


Figura 22: Suspensión de brazos arrastrados

- ***Suspensión de brazos tirados unidos por eje torsional***

Desde los años 90 son mayoría los coches pequeños que, en lugar de la suspensión de rueda tirada anteriormente descrita, tienen una de brazos unidos por un eje torsional como en la figura 23.



Figura 23: Suspensión de brazos tirados unidos por eje torsional

Lo que distingue a esta suspensión es que los dos elementos de unión (un brazo para cada rueda) están unidos por un elemento elástico, que cede a la torsión y no a la compresión. Por tanto, este tipo de eje se distingue de una rueda tirada normal en que todos los elementos de unión forman una sola pieza. El movimiento de uno de los brazos produce necesariamente una fuerza en el otro brazo, tanto mayor cuanto menor sea la flexibilidad del eje torsional.

El elemento torsional intermedio puede ser un tubo, una viga con perfil de «U». Se conoce como suspensión de eje torsional o también de «eje en H» porque, visto desde arriba, los brazos longitudinales unidos por el eje torsional tienen aproximadamente la forma de esa letra. Normalmente, este tipo de suspensión se usa solamente en ejes traseros no motrices. Algunos autocares y autobuses también lo montan en el eje delantero (siempre que es eje no motriz).

El eje torsional limita el movimiento independiente de las ruedas de cada lado; hasta tal punto que en muchos ejes de este tipo se prescinde de barra estabilizadora porque el eje torsional hace esa función. En otros casos, la barra estabilizadora está por dentro del eje, para limitar su flexibilidad.

- **Brazos tirados unidos por barras de torsión**

Sistemas de suspensión de brazos tirados con barras de torsión. Las barras se montan de manera transversal a la carrocería. Como mínimo se utilizan dos, pudiendo llegar incluso a montar cuatro en vehículos cuyo tarado deba ser mayor.

Una barra de torsión es un tipo de muelle que, en algunas suspensiones de rueda tirada, se coloca (una o varias) transversalmente y en el eje de la articulación. La función de este tipo de muelle y de un eje torsional es completamente distinta y, de hecho, las suspensiones de eje torsional tienen un muelle helicoidal.

Un inconveniente que hay que salvar en estos dos tipos de suspensión longitudinal con un brazo es que, debido a la distancia entre la articulación del brazo y el punto de apoyo de la rueda, se forma un par de fuerzas que tiende a deformar el brazo y la articulación. Si la suspensión no es adecuada a los esfuerzos que soporta, la rueda puede tomar divergencia en el apoyo, lo que hace al coche inestable. Una solución común es utilizar articulaciones de elasticidad variable según la dirección del esfuerzo.

En vehículos nacidos con este tipo de suspensión, pero que debido a su evolución mecánica se ven sometidos a mayores esfuerzos, se le dota de un brazo oblicuo suplementario al brazo longitudinal (ver figura 24). De esta forma, la suspensión acaba siendo equivalente a la rueda tirada del tipo eje de Watt.

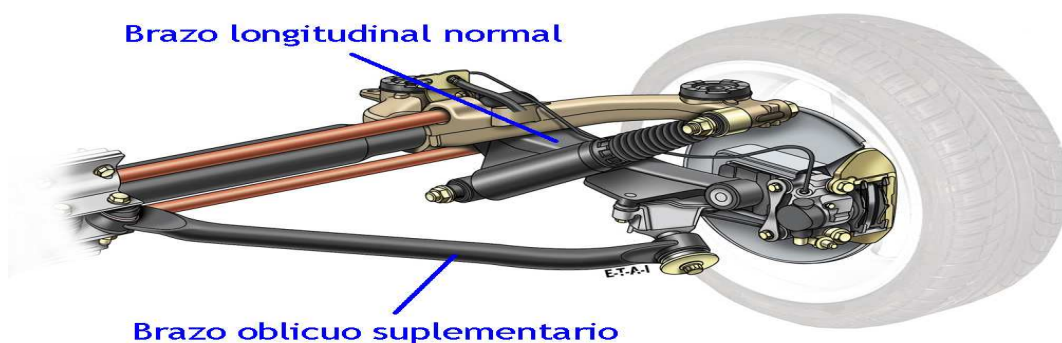


Figura 24: Suspensión brazos tirados unidos por barras de torsión (excepcionalmente, brazo oblicuo supletorio)

5.1.2.6. Suspensión multibrazo

Lo que distingue a esta suspensión no es el número de brazos si no, que los elementos de unión estén en planos distintos como en la figura 25. Debido a esas diferencias de posición, de dirección y de tamaño de cada brazo, el control posible de la alineación en todo el recorrido es muy grande; este tipo de suspensión puede funcionar de manera distinta a una de dos planos.

Observando la figura 25, podemos distinguir cada uno de los cinco brazos transversales y diagonales cuyos ejes de giro están ubicados en diferentes planos y apuntan a direcciones distintas, controlan el movimiento de la rueda en compresión y extensión. El brazo transversal inferior actúa sobre el resorte helicoidal y el amortiguador. Otro brazo transversal une en la parte superior de la mangueta controla los movimientos de caída de la rueda a lo largo de su recorrido. Un tirante y una biela de empuje, de diferente orientación absorben las fuerzas de propulsión y de frenado y compensan los movimientos de cabeceo al acelerar y frenar. El brazo de convergencia permite solo ligeras variaciones de esta cota. [1]

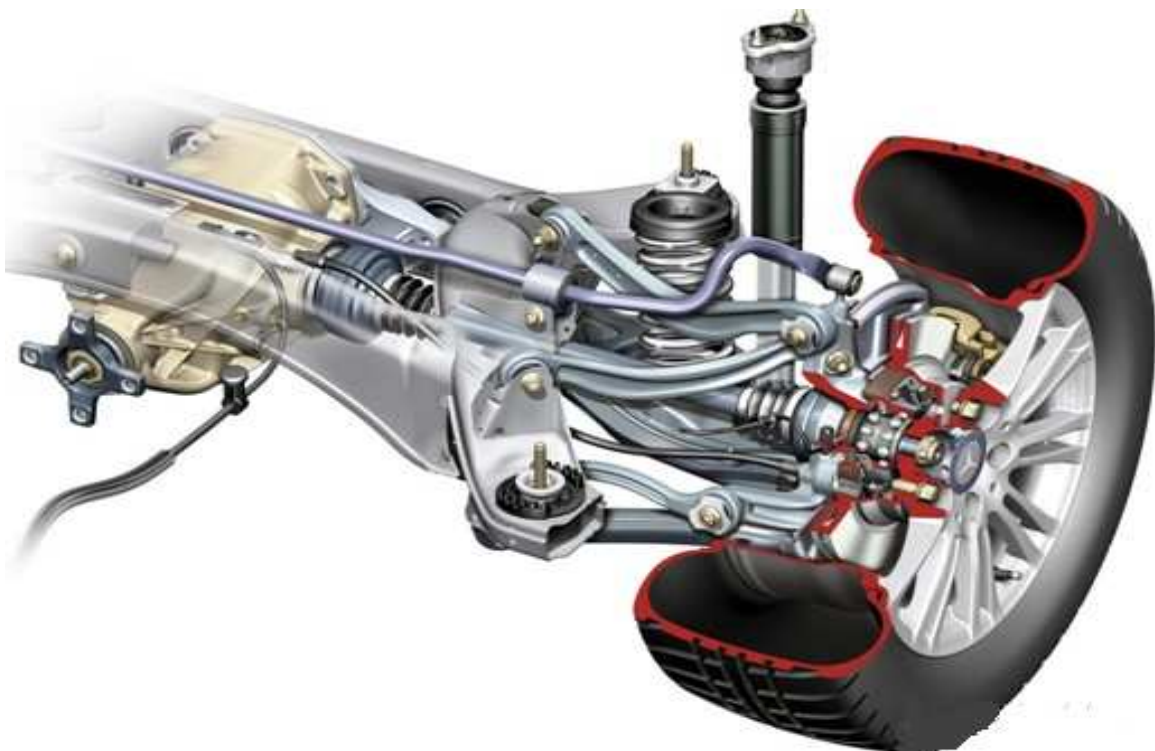


Figura 25: Suspensión multibrazo en distintos planos

Capítulo II:

Elementos constitutivos de la suspensión

1. NEUMÁTICOS

El neumático es el primer elemento de la suspensión del automóvil. Tiene que ser capaz de absorber las primeras irregularidades del terreno, proporcionando, además la adherencia longitudinal y transversal necesarias para que el vehículo avance y mantenga una velocidad de paso por curva necesaria. El neumático ha evolucionado en paralelo con el desarrollo de las suspensiones, de nada serviría una elaborada geometría sin un neumático capaz de trasladar la potencia al suelo, al fin y al cabo, es el único elemento en contacto con el suelo. [1]

Capaz de absorber las irregularidades de pequeña magnitud, absorbiendo la energía de los micro impactos evitando los rebotes perjudiciales. Las grandes irregularidades son gestionadas por la suspensión. Esta energía sirve para aumentar la energía interna del sistema, no como otros elementos de sistema de suspensión que genera reacciones, ya sea de vaivén, recibiendo y lanzando la rueda contra el suelo. También hay que decir que la energía que absorbe un neumático es mucho menor que la que tiene que gestionar la suspensión, de aquí la utilización de amortiguadores, elementos que, absorbiendo y disipando esa energía, neutralizan y anulan estas oscilaciones.

Si el obstáculo es importante, el choque deforma el neumático disminuyendo momentáneamente el volumen interior y aumentando su presión. Acto seguido a la deformación del neumático, se vuelve a expandir, volviendo a la situación anterior, igual que otros elementos de la suspensión (muelle por ejemplo). La diferencia entre los muelles y el neumático, es que este último transforma la energía de forma que aumenta la temperatura interna, cosa que el muelle no, está devuelta la energía que tendrá que ser gestionada por los amortiguadores.

En la competición el uso de neumáticos diagonales era habitual hasta bien entrados en la década de los '70, cuando aparecieron los primeros neumáticos con estructura radial, patentados por Michelin. La ventaja de los neumáticos radiales frente a los diagonales era la rigidez de la carcasa (ver fig.25b), que también repercute en la dirección vertical (la dirección de trabajo del elemento principal de la suspensión, el muelle). Este aumento de la rigidez acarrea respecto a al diagonal un menor ángulo de deriva a igualdad de sección. También es necesario tener muy en cuenta el aumento de la rigidez para el cálculo de los muelles o elementos elásticos que se pongan en la suspensión. También hay que tener en cuenta que como ventaja de una mayor rigidez de la carcasa, la fuerza centrífuga debido a las altas velocidades, solicita menor deformación de la banda de rodadura, esto a su vez calienta menos la goma, pudiéndose utilizar mezclas de compuesto más blandos o de mayor grado de histéresis. [5]

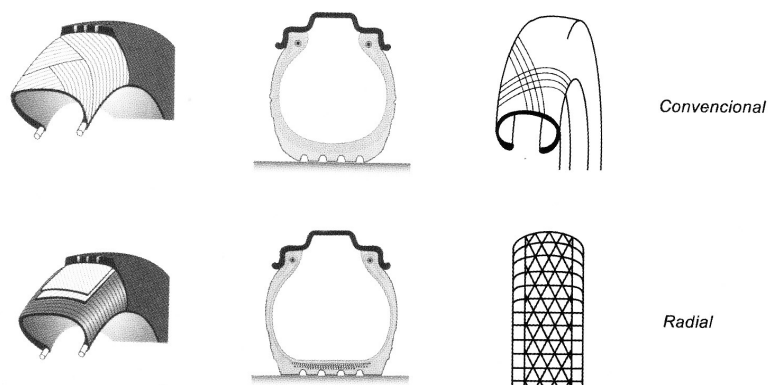


Figura 25b: Diferencias entre neumático diagonal y radial

2. ELEMENTOS DISIPATIVOS: LOS AMORTIGUADORES

La necesidad de los amortiguadores viene impuesta por las irregularidades que las ruedas se encuentran a su paso, que generan oscilaciones que hacen despegar las mismas del suelo. Este problema se resuelve con la incorporación de los amortiguadores, que tienen por misión principal frenar las oscilaciones de la masa no suspendida de la suspensión. Otras funciones asignadas son disipar la energía o controlar la transferencia de masa del vehículo de delante a atrás y de izquierda a derecha en los cambios de apoyo.

La característica de amortiguamiento requerida tiene un compromiso entre la necesidad de prevenir las oscilaciones del sistema y la falta de confort que suponen un amortiguamiento elevado ante las irregularidades de la carretera. [2]

2.1 TIPOS DE AMORTIGUADOR

Actualmente los amortiguadores incorporados en los vehículos son mayormente viscosos, pero hay otro tipo de amortiguadores que se definen a continuación, uno de ellos, los de rozamiento sólido.

2.1.1. AMORTIGUADORES DE ROZAMIENTO SÓLIDO

Basan su acción en el rozamiento que presentan dos superficies sólidas apretadas una contra otra mediante una presión determinada (la figura 26 representa un amortiguador de fricción montado en un deportivo de los 30). A una presión determinada entre las superficies, el esfuerzo de la amortiguación es lineal e independiente de la velocidad relativa entre ellas, pero en los fenómenos de resonancia no actúan con suficiente rapidez en los cambios de sentido de la suspensión. Su acción es simétrica, es decir que no diferencia entre compresión y extensión, no pudiendo regularse el amortiguador a los diferentes esfuerzos. Hoy día este tipo de amortiguador está desechado en el automóvil debido a estas limitaciones. [2]



Figura 26: *amortiguador de fricción*

2.1.2 AMORTIGUADORES DE ROZAMIENTO VISCOSO:

Este tipo de amortiguador es el más común y conocido. Basa su acción en la laminación que sufre el aceite, u otro tipo de fluido de viscosidad parecida al pasar por unos orificios de pequeña sección que podemos cambiar dependiendo de las características que queramos o necesitemos obtener.

Como principal diferencia respecto a los amortiguadores de fricción es que a medida que aumenta la velocidad del amortiguador, la fuerza de amortiguación se incrementa.

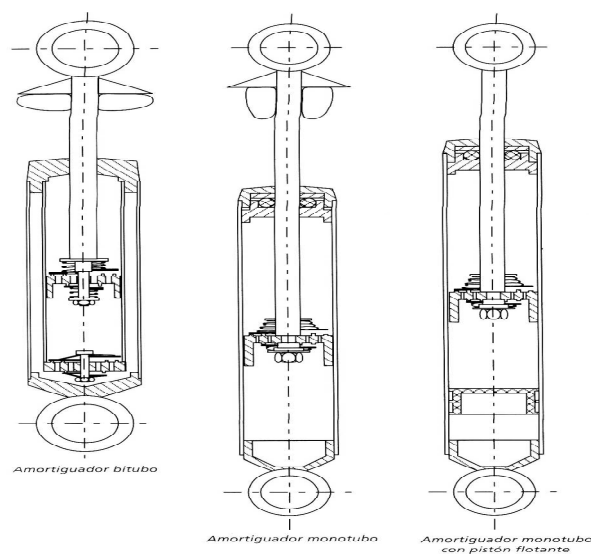


Figura 27: *Detalle de colocación de los amortiguadores*

Para entender mejor estos fenómenos a continuación se explica el funcionamiento de cada carrera.

- **Carrera de compresión:**

El pistón solidario a la masa suspendida del vehículo lleva incorporadas en su superficie unas láminas que están dispuestas de tal manera que se abren cuando el pistón se desplaza en ese sentido. Al abrirse dejan pasar el aceite que al hacerlo por unos orificios relativamente pequeños sufre una laminación que produce resistencia de sentido opuesto a la que ejerce el pistón en su recorrido. En su carrera de compresión, el vástago que se va introduciendo en el cilindro desaloja su mismo volumen en aceite lo que se traduce en un aumento de presión que se ejerce comprimiendo la cámara de nitrógeno (el los amortiguadores provistos de cámara de nitrógeno) o aire atmosférico a presión.

- **Carrera de extensión:**

En este caso el pistón se desplaza en el sentido opuesto extrayendo el vástago del cuerpo del amortiguador y creando un vacío que se llena inmediatamente liberándose la presión de la cámara de nitrógeno; esta aumenta en la misma proporción al introducirse el vástago en el movimiento de compresión. El aceite pasa por los orificios dispuestos al efecto controlado por otras láminas distintas a las de compresión pero también de acero, que están taradas adecuadamente para proporcionar la laminación del aceite adecuada para frenar al pistón y por lo tanto, crear el esfuerzo al extensión que necesitamos.

En el movimiento de extensión, el volumen que deja libre el vástago al salir, vuelve impulsado por la presión que ejerce el nitrógeno en su cámara de compensación o anticavitación sin dar lugar a que se produzcan burbujas o turbulencias al paso por las válvulas que provocarían tirones o discontinuidades nefastas.

Hay que tener en cuenta que el ajuste de compresión tiene que ser más suave que el de extensión, el motivo es que para el reglaje de compresión, también tenemos que tener en cuenta de que el elemento elástico hace gran parte del trabajo en el global de la suspensión. Otro motivo de que el reglaje de extensión es más firme que la compresión es que necesario devolver al neumático al suelo tras un resalto en que se comprime con la mayor brevedad posible, pero a la vez si ser excesivamente rápido ya que de lo contrario se entraría en una espiral de rebotes compresión-extensión.

2.2 TIPOS DE AMORTIGUADORES HIDRÁULICOS

2.2.1 AMORTIGUADOR MONOTUBO NO PRESURIZADO

Este tipo de amortiguador se caracteriza por tener una cámara anticavitación sin presión interior. Su funcionamiento está basado en la construcción del pistón flotante que separa el cuerpo principal de esta cámara, que presenta unas válvulas de semejante resistencia a la apertura que las del pistón principal, y que conforme se va introduciendo en el vástago, se abren al unísono de las principales dejando pasar el volumen de aceite desalojado por éste. En la siguiente figura (28) puede verse la sección de un amortiguador monotubo.

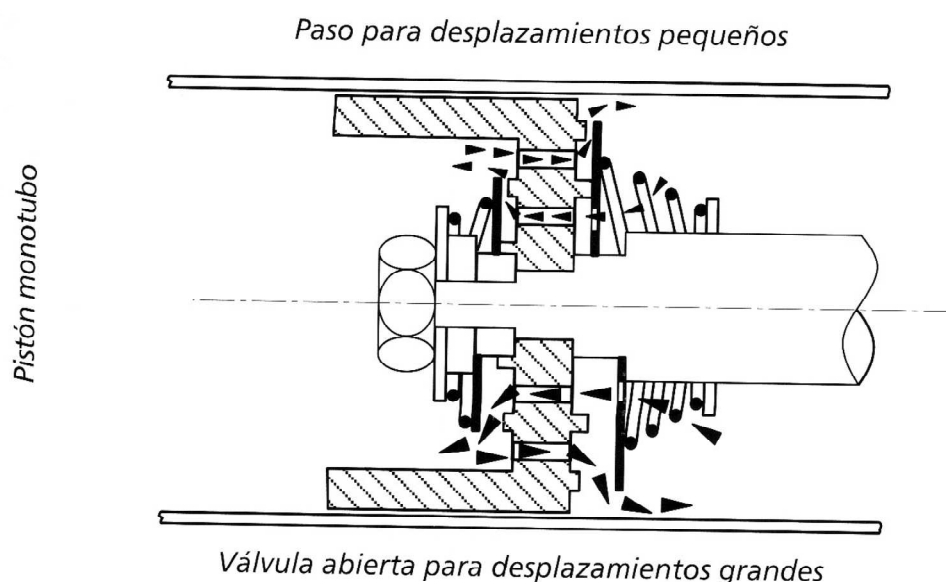


Figura 28: Pistón de un amortiguador monotubo NO presurizado

El principal inconveniente está en la dificultad de sincronizar las aperturas de las láminas del pistón principal con las de la cámara anticavitación. Si esto no ocurre a tiempo, el recorrido del pistón del amortiguador se ve interrumpido en un tiempo muy breve, pero suficiente para acusar un pequeño "bache".

La principal ventaja que presenta es la de mantener un buen intercambio con el exterior, siempre bienvenido teniendo en cuenta que temperaturas de 60º en el aceite son alcanzables fácilmente.

Este tipo de amortiguador es muy poco frecuente en su uso en competición, quedando relegado a pequeñas categorías del automovilismo de épocas pasadas.

2.2.2 AMORTIGUADOR BITUBO NO PRESURIZADO

Su principio de funcionamiento está basado en los monotubo no presurizados con la única diferencia de que la cámara anticavitación está dispuesta anularmente alrededor del cuerpo principal como se observa en la figura 29.

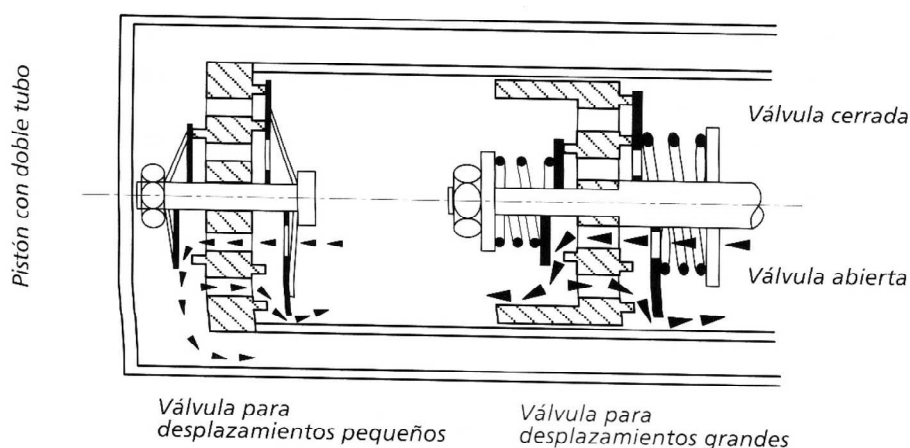


Figura 29: Pistón de amortiguador bitubo

Son más sofisticados en lo relativo a su construcción, presentando como gran ventaja la de requerir menor longitud total, así como ser más robustos al tener doble pared el cuerpo principal. Esto hace que puedan ser usados como elementos de suspensión ahorrando peso no suspendido. Suelen montarse en columnas McPherson.

Su uso en vehículos deportivos es limitado ya que su eficacia en esfuerzo con el tiempo no es muy brillante.

2.2.3 AMORTIGUADOR ESPECÍFICO DE COMPETICIÓN

Los amortiguadores utilizados en la competición son los de más alta calidad que se pueden emplear en los automóviles, son de aceite y gas, trabajando en la mayoría de las ocasiones a temperaturas superiores a los 60° lo que origina burbujas aún a pesar de usar aceites de altísima calidad. La presión de gas almacenado disminuye la posibilidad por una parte y favorece la absorción de las mismas por el aceite.

La característica más diferenciadora y necesaria de los amortiguadores de competición es la posibilidad de regular su efecto para adaptarlo a las diferentes circunstancias. Si el vehículo cuenta con suficiente espacio, va a estar formado por dos cuerpos, uno principal, cercano a la rueda y otro separado por una tubería similar a las utilizadas en las canalizaciones de los frenos de competición.

Reglajes del cuerpo principal a extensión

El primer cuerpo o cuerpo principal cuenta con un cilindro de alta calidad construido por acero dentro del cual se mueve el pistón solidario a un vástago hueco. Dentro de este se encuentra concéntricamente otro que, al girarlo desde el exterior hace que reduzca o aumente la sección de paso del aceite del que está lleno. La figura 30 representa la sección de un amortiguador de competición.

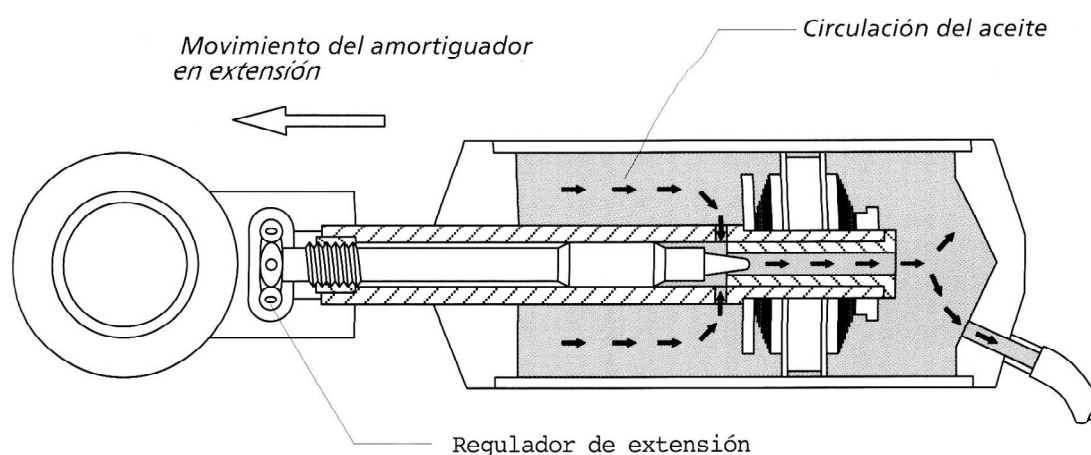


Figura 30: Amortiguador regulable de competición

En dicho vástago se encuentra una ruleta de regulación que girándola en sentido horario (mirando el amortiguador desde la parte superior), conseguimos la máxima regulación a la extensión, ya que la sección de paso por la abertura central es muy pequeña, casi cerrada por el cono.

Las características dinámicas del amortiguador está determinadas por las válvulas de compresión (bump) y extensión (rebound) que están situadas en el pistón del cuerpo principal. Cada lámina está estudiada para deformarse y permitir el paso del aceite en un solo sentido de circulación y oponerse con el cierre total cuando la dirección del recorrido es la contraria. Estas láminas están fabricadas con acero de gran calidad y flexibilidad suficiente para que se deformen.

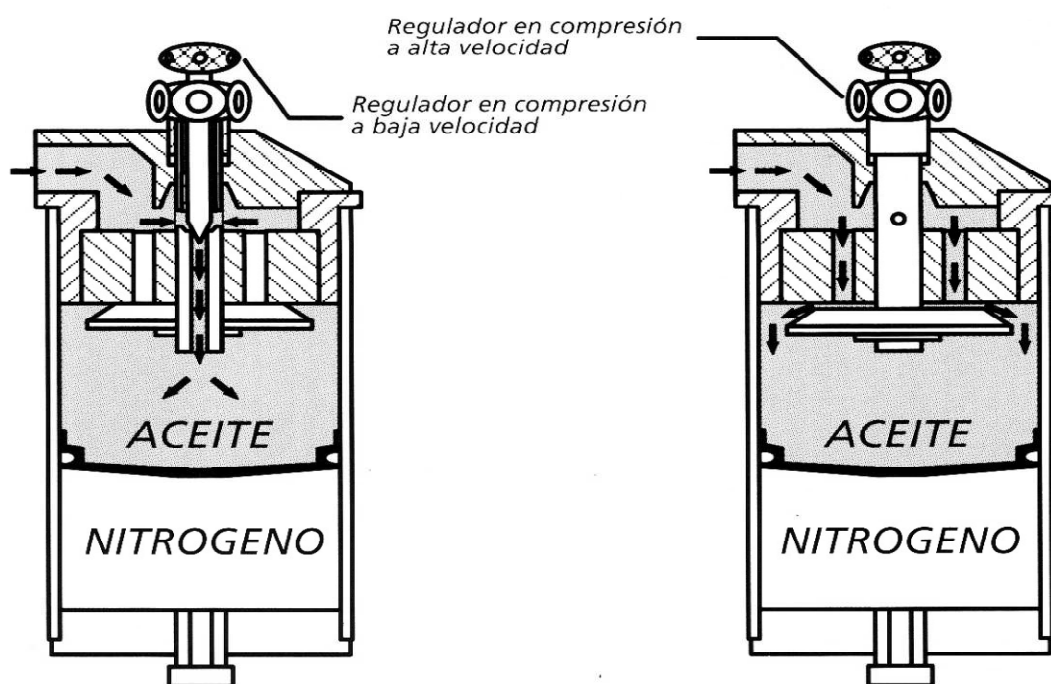


Figura 31: Segundo cuerpo del amortiguador regulable anterior

El segundo cuerpo que se debe situar en un lugar bien ventilado, consta de un pistón flotante que separa la cámara de nitrógeno del aceite: cuando el vástago principal se va

introduciendo en el primer cuerpo, el aceite que desaloja pasa por la tubería a este segundo cuerpo.

El esfuerzo de amortiguación es proporcional por lo tanto al caudal de paso de aceite, regulamos éste mediante dos válvulas accionadas por moletas como los de la figura 25. La más próxima a la base es la que actúa sobre la compresión rápida y la más separada, la lenta; la segunda gira al tiempo de la primera (más próxima a la base del segundo cuerpo), que debemos regular en primer lugar.

Velocidad lenta

En el movimiento lento del pistón (que corresponde con las oscilaciones de la carrocería debido a las inclinaciones producidas por la fuerza centrífuga en los pasos por curva y las aceleraciones y frenadas) el volumen del aceite desplazado por el vástago del cuerpo principal pasa al segundo cuerpo (depósito auxiliar) a través de un área que dejemos al girar la moleta más separada del cuerpo (la posición cerrada es la referencia o cero).

Velocidad rápida

Cuándo el vástago del cuerpo principal se mueve más rápidamente, a una velocidad lineal del amortiguador de más de 0,2 m/s, el caudal de aceite sobrepasa el que es capaz de dejar pasar el conducto destinado a la velocidad lenta del amortiguador, entonces en este caso actúan las láminas de las que constas el conjunto deformándose y dejando el paso libre. Como se puede ver en la figura de la derecha de la figura 31.

3. ELEMENTOS ELÁSTICOS DE LA SUSPENSIÓN

Aunque los neumáticos forman parte de los elementos elásticos de las suspensiones, los hemos tratado anteriormente, ahora nos centraremos en los elementos elásticos que forman parte de las arquitecturas de las suspensiones, es decir sirven de unión entre el bastidor y los elementos que guían la rueda.

La misión de los elementos elásticos es impedir que las oscilaciones del terreno lleguen a la carrocería en forma de golpes, mejorando el confort y la seguridad del vehículo al asegurar el contacto de las ruedas con el terreno, mejorando la estabilidad y la capacidad para dirigir el vehículo. A continuación se dará una breve descripción de los principales elementos como ballestas, muelles, barras de torsión, estabilizadoras y cojines neumáticos

3.1 BALLESTAS

Las ballestas permiten absorber las irregularidades grandes del terreno, evitando que se transmitan a la carrocería. Cuando el vehículo pasa por una irregularidad, la ballesta convierte ese “impacto” en una oscilación. Las ballestas se componen por una serie de hojas de acero elástico, unidas por el centro, formando un conjunto elástico y de gran resistencia a la rotura.

Las ballestas pueden ser montadas en un vehículo de forma longitudinal o transversal:

Montaje longitudinal: Como el de la figura 32 es el más utilizado en los montajes de ballestas. Se coloca una ballesta por cada rueda un punto fijo y por el otro a uno móvil para permitir los movimientos oscilantes.



Figura 32: Montaje de ballesta longitudinal

Montaje transversal: utilizado principalmente en urismos vehículos todoterrenos. Se realiza uniendo los extremos de la ballesta al puente, mediante gemelas, y la base de la ballesta al bastidor o carrocería.

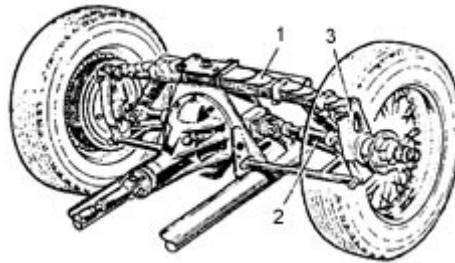


Figura 33: *Montaje de ballestas transversal*

En la figura 33 se muestra una ballesta instalada en el eje posterior de un vehículo de tracción integral.

Las principales ventajas que aportan las ballestas son:

- Son de fácil construcción y baratas
- Sólo se deforman en el sentido vertical y no en el horizontal, por lo que al usarlas, los puentes se mantienen alineados sin otros elementos
- Son de fácil construcción y baratas
- Para abaratar costes en algunas aplicaciones puede ser sustitutivas de los amortiguadores

Sin embargo, su principal inconveniente es que en el eje delantero (montadas longitudinalmente) limitan el ángulo de orientación de la rueda y son relativamente pesadas, además requieren limpieza y lubricación en los extremos de las hojas para que no se endurezca la suspensión.

En vehículos pesados para variar la elasticidad de la suspensión cuando aumenta la carga, se puede montar una ballesta auxiliar o ballestín que entra en acción cuando se comprime en exceso la ballesta principal.

Las ballestas pueden clasificarse en dos grandes grupos:

Semielipticas: Se denominan así porque sus hojas forman parte de una elipse imaginaria. Se caracterizan y distinguen por tener las hojas unas en contacto con las otras formando un paquete, que precisa de lubricación periódica.

Parabólicas: Las ballestas parabólicas tienen las hojas conforma de parábola.

Se distinguen porque sus hojas no se tocan entre sí, existiendo un espacio importante entre ellas. Para compactar las hojas y hacer un único conjunto, se intercalan entre ellas unos separadores de material compuesto o nylon. Estas ballestas tienen una mayor flexibilidad y no requieren mantenimiento.

Las características que posee una ballesta (número de hojas, espesor de las mismas, cargas que soportan, etc.), se encuentran normalizadas con las normas UNE 26 224-5-6-7 y 26 063.

Las ballestas, muy utilizadas antiguamente, se han visto gradualmente sustituidas por otro tipo de muelles, limitando en la actualidad su uso a vehículos de gran tonelaje, todo terreno y vehículos comerciales.

3.2 BARRAS DE TORSIÓN

La barra de torsión representa otra manera de absorber elásticamente los desplazamientos verticales de la masa suspendida del vehículo respecto a la no suspendida.

Tienen las mismas aplicaciones que el muelle helicoidal y la ballesta. Se basan en el principio de que si una varilla de acero elástico sujeta por uno de sus extremos se le aplica por el otro un esfuerzo de torsión, esta varilla tendrá a retorcerse, volviendo a su forma inicial debido a su elasticidad cuando cesa el esfuerzo de torsión.

La longitud de la barra así como el diámetro de la misma deben ser las adecuadas para permitir la rigidez a torsión deseada. La disposición en el vehículo puede ser longitudinal o transversal.

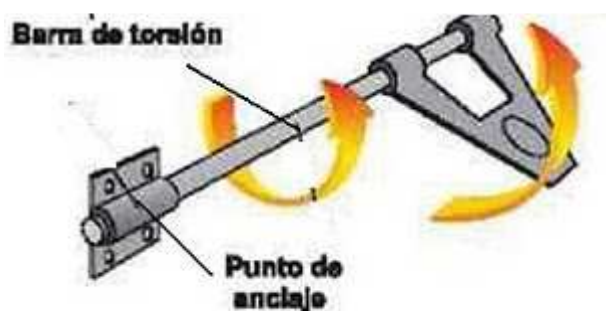


Figura 34: Distribución de esfuerzos de una barra de torsión

Cuando se le aplica una fuerza en el extremo unido a la masa no suspendida, el tramo de longitud “L” está sometido a torsión. El par torsor viene originado por la expresión:

$$M_t = F \cdot L$$

La rigidez de la barra de torsión viene dado por la expresión:

$$K = \frac{G \cdot I_0}{(L \cdot I^2)}$$

Donde:

- G= Módulo de cortadura del acero
- I_0 = Momento de inercia polar de la sección transversal
- L = Longitud de la barra de torsión
- I= Brazo de palanca

3.3 COJINES NEUMÁTICOS

Los cojines neumáticos, también denominados bolsas de aire que se utilizan como elementos elásticos debido a que cada vez son más resistentes los cauchos y las fibras de refuerzo.

En esta suspensión se sustituye el muelle helicoidal por un fuelle ó cojín neumático.

Estos elementos se utilizan principalmente en los vehículos dotados con frenos de aire comprimido debido a que este elemento ya está disponible en el vehículo o en turismos de alta gama debido al elevado coste que requieren estas suspensiones. Estas bolsas de aire proporcionan una suspensión muy suave y suficientemente duradera. La ventaja principal de las bolsas de aire comparadas con el resto de los muelles es que su presión interior puede ser modificada de acuerdo a la carga y con ello mantener la misma altura con el vehículo cargado, además de proporcionar casi la misma suavidad de marcha con independencia de la carga aprovechando la compresibilidad del aire interior. La figura 35 representa el montaje de un vehículo industrial con muelles neumáticos.



Figura 35: *Conjunto de fuelles neumáticos en el eje trasero de un camión*

3.4 MUELLES

Los muelles tienen la misma misión que de las ballestas, absorber las irregularidades del terreno.

La sustitución de las ballestas por los muelles es debido a que estos presentan la ventaja de poseer una elasticidad blanda.

Debido al gran recorrido del resorte sin apenas ocupar espacio ni sumar peso excesivo. El inconveniente que presentan los muelles helicoidales es la que poseen una rigidez transversal muy pequeña, por lo que es necesario completar la suspensión con dispositivos destinados a impedir los desplazamientos de la carrocería con relación a los ejes.

3.5 BARRAS ESTABILIZADORAS

Consiste en una barra de acero que, unida a la masa suspendida por su parte central, va anclada por cada uno de sus extremos a los elementos de la suspensión derecha e izquierda de cada eje.

Se suelen montar como apoyo al principal elemento elástico de la suspensión, es decir acompaña al muelle, cojín neumático o ballestas. Este montaje en paralelo se hace con el fin de reducir las rigideces de los elementos elásticos principales como por ejemplo los muelles y

así aumentar o bien el confort o bien la capacidad de tracción de los ejes en aceleraciones en línea recta.

Su misión es la de oponerse al par de vuelco de la masa suspendida mediante una rigidez torsional, regulando el par de balanceo de vehículo y manteniendo su horizontalidad. Así, si la masa suspendida se inclina α grados, la barra estabilizadora tensionará contrarrestando el movimiento.

En sentido vertical, cuando las ruedas de ambos lados oscilan al unísono, su acción es nula en cambio, cuando existe una diferencia de recorrido en una rueda respecto de la otra, o bien cuando hay una inclinación lateral en la masa suspendida, la barra transfiere peso de la carrocería de una rueda a otra. En caso de ser una curva lo que hace inclinarse a la carrocería, transfiere peso de la parte interior a la exterior a la curva, como se puede ver en la figura de 36 de abajo.

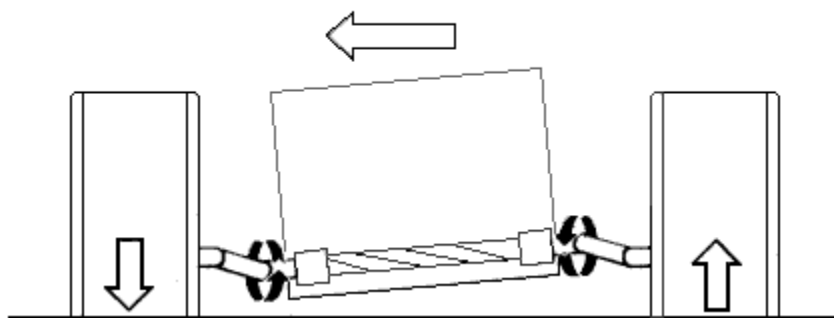


Figura 36: *efecto de transferencia de peso de la estabilizadora al exterior*

Este efecto de torsión en la barra que produce la transferencia de peso de la rueda interior a la curva hacia la exterior, aumenta la adherencia en la rueda exterior, pero sólo si esa rueda está en condiciones de «aguantar» la sobrecarga. De esta manera, la estabilizadora, a la vez que limita el balanceo, aumenta la adherencia transversal de la rueda exterior. Si, por geometría de la suspensión o por reparto de pesos estático del vehículo, esa rueda no se encuentra en ese momento en óptima situación para admitir el incremento de peso, el efecto de la transferencia de peso es negativo: aumenta la deriva exageradamente, sobrepasa el máximo de la curva de adherencia del neumático y, por tanto, disminuye la fuerza lateral que es capaz de generar.

En este caso, al producir la disminución de esta fuerza, provocamos que el vehículo tienda a deslizarse de ese eje. Si estamos refiriéndonos al delantero tenderá a subvirar o a contrarrestar un comportamiento sobrevirador. Si nos referimos al trasero, la tendencia será a producir el sobreviraje, o a paliar un comportamiento vicioso subvirador.

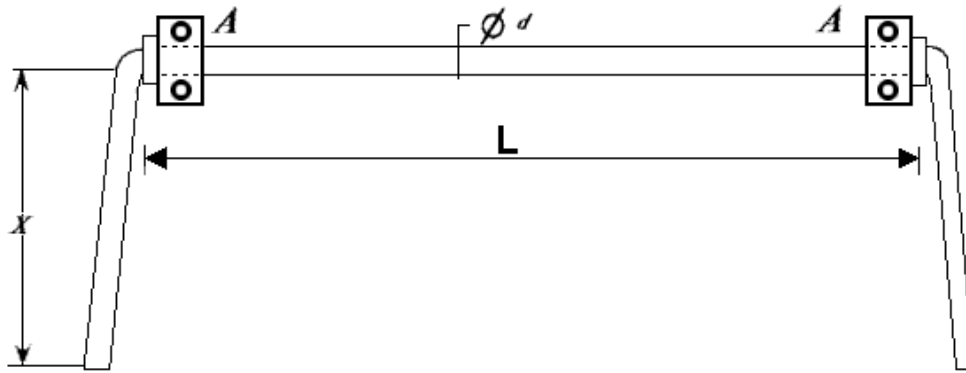


Figura 37: Esquema acotado de una barra estabilizadora

Las fuerzas que son capaces de generar las barras estabilizadoras a través de su momento torsor, dependerán de las características geométricas (ver figura 37) de la propia barra (X , L , d) y del acero del que esté fabricado (G). Si es de sección circular, como es habitual, vendrá dado por la fórmula siguiente:

$$F = \frac{G \cdot d^4}{X \cdot L} \cdot \frac{\theta}{583,61}$$

Despejando d de la fórmula anterior, obtenemos:

$$d = \sqrt[4]{\frac{F \cdot X \cdot L \cdot 583,61}{G \cdot \theta}}$$

El coeficiente de 583,61, nos permite introducir los valores en la ecuación en grados sexagesimales. Si medimos ese ángulo en el extremo de la barra cuando la masa suspendida se inclina hacia el exterior, podremos calcular las dimensiones de la barra antibalanceo necesaria. Por tanto, para calcular las dimensiones de la barra, tendremos que estimar previamente el valor máximo que va a tomar la inclinación de la masa suspendida ante una aceleración lateral

máxima en la curva que consideremos para poder dimensionar correctamente la estabilizadora.

Manejando adecuadamente la dimensión o el mecanismo de accionamiento de la barra antibalanceo, así como combinando la acción de la delantera y la trasera, podemos conseguir acomodar el comportamiento del vehículo a nuestras necesidades.

La barra estabilizadora trabaja a torsión con lo que el giro de un ángulo θ de un extremo respecto de otro la barra es capaz de proporcionar un momento torsor y, consecuentemente, una fuerza F en cada uno de los brazos laterales.

3.6 SILENT BLOCKS

Los silent blocks son elementos muy utilizados en el aislamiento de vibraciones. Su empleo busca la mejora del confort absorbiendo las vibraciones de mayor frecuencia y proporcionar una buena deformabilidad que minimice las interferencias con el anclaje de la suspensión y mejoren el aislamiento de las cargas procedentes del amortiguador que no se apliquen a través del resorte de suspensión.



Figura 38: *Silent Block de goma*

Un esfuerzo longitudinal generado por un bache, pasaría a través de los anclajes rígidos de la suspensión a no ser que intercalen un conjunto de silent-blocks. Sin estos elementos en un vehículo de calle, los daños en diferentes elementos sería elevado debido a choque e impactos directos en partes metálicas con nula capacidad de absorber energía por no deformarse.

Esta capacidad de no absorber energía por ser elementos sin deformación es un punto a favor cuando de vehículos de competición de está hablando. Los vehículos destinados a este fin carecen de los elementos silent block a no ser que el reglamento especifique lo contrario (quizá en alguna categoría pequeña). Estas uniones rígidas se las denomina rótulas. Un ejemplo de rótulas puede verse en la figura 38.



Figura 39: Rótula para unión de elementos mecánicos en suspensiones

Capítulo III:

ÁNGULOS Y GEOMETRÍA DE DIRECCIÓN

1. SISTEMA DE DIRECCIÓN

Este capítulo está dedicado al sistema de dirección utilizado por un vehículo automóvil, ya que son los elementos fundamentales involucrados en este estudio. Se describen los componentes, las cualidades y los tipos de sistemas de dirección existentes. Así como la geometría de dirección, la influencia de la suspensión sobre los ángulos de dirección. [1]

Antes de entrar en detalle definiendo los parámetros que caracterizan la dirección, vamos a definir el sistema de referencia del vehículo, cuya carrocería está sometida a unos movimientos que de forma general, serán según los seis grados de libertad de un cuerpo espacial. Según la SAE (sociedad de ingenieros del automóvil), el sistema de referencia y los movimientos siguientes, representados en la figura 40.

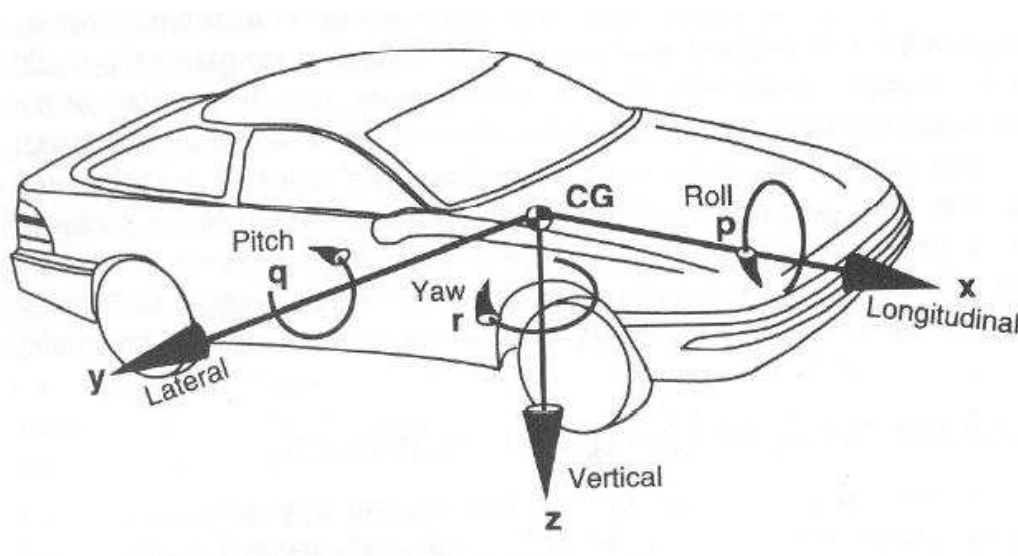


Figura 40: Ejes imaginarios de un vehículo en relación a sus movimientos de carrocería

Donde CG es el centro de gravedad.

- **Roll** se define como el balanceo alrededor del eje longitudinal del vehículo.
- **Pitch** se define como el cabeceo alrededor del eje transversal.
- **Yaw** se define como el ángulo de guiñada alrededor del eje vertical.

En los movimientos de la carrocería influyen diferentes parámetros como el diseño de la suspensiones, el tarado de muelles y amortiguadores, las cotas de batalla y vía, el reparto de masas entre ejes y los ángulos a los que se dota en sistema de dirección y los trenes rodantes, es decir, la alineación de ejes.

El diseño del sistema de dirección deberá, en función de la configuración del sistema de suspensión, asegurar un buen control direccional y adecuada estabilidad. Para lograr la dirección estas cualidades es imprescindible que el eje respecto al cual pivota el conjunto mangueta-rueda con relación al vehículo adopte una posición espacial conveniente, que se caracteriza por unos ángulos que reciben los nombres de ángulo de guiado (lo denotaremos con la letra griega δ), ángulo de salida (σ), ángulo de caída (ϵ) y ángulo de avance (τ). También el ángulo de convergencia (2Δ) tiene influencia en la estabilidad y el control del vehículo.

1.1 ANGULO DE GUIADO [δ]

El ángulo de guiado será el formado por una rueda directriz con el plano longitudinal del vehículo, ver figura 41, donde queda representado. Los ángulos serán en función de la geometría del vehículo (distancia entre ejes y ancho de vía) y del radio de la curva a describir. Únicamente en el caso de una dirección paralela se cumplirá que son iguales. En los diseños actuales, que incorporan una geometría de dirección basada en la condición de Ackerman modificada, se verifica que el ángulo interior es mayor que el exterior.

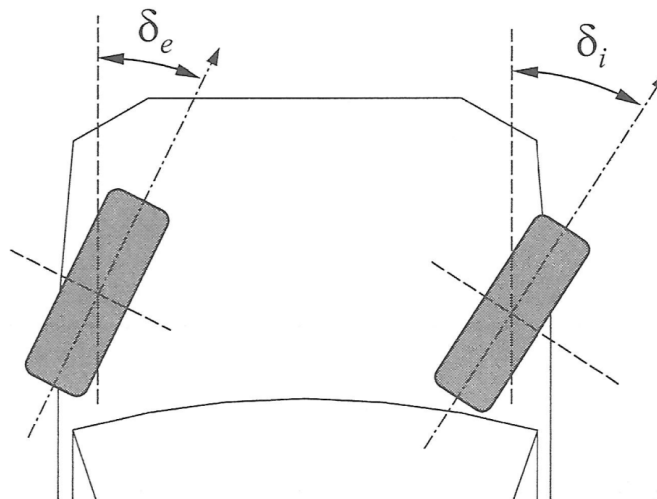


Figura 41: Ángulos de guiado de la dirección

1.2 CAIDA [ϵ]

Se define como ángulo de caída el que forma el plano medio de la rueda con la normal al plano de rodadura (ver fig.42). Este ángulo coincide con el que forma el eje de giro de la rueda con el plano de rodadura. Los diseños incluyen esta inclinación al eje por varios motivos:

1. Para reducir el brazo de palanca (d) sin necesidad que el ángulo de salida sea muy grande.

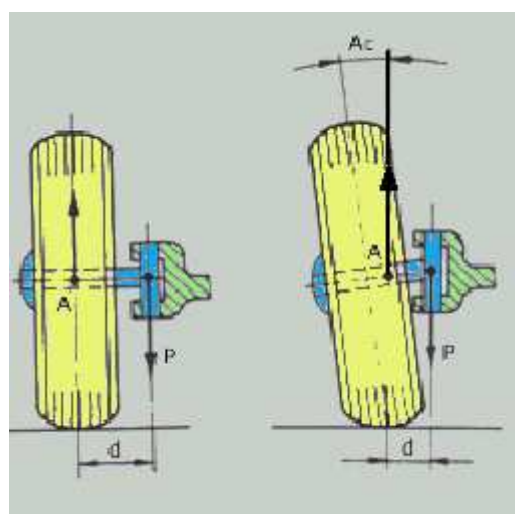


Figura 42: Ángulo de caída

2. Para que las ruedas se adapten al bombeo de la carretera, contrarrestando el esfuerzo que tiende a separarlas.

Se considera caída positiva cuando la parte superior de la rueda está inclinada hacia la parte exterior. Desde el punto de vista del desgaste y la resistencia a la rodadura, el ángulo de caída más favorable es el positivo, el cual debe obtenerse cuando se carga el vehículo con una masa equivalente a 2-3 personas.

Este ángulo positivo en cambio no es beneficioso para obtener un buen comportamiento dinámico. La estabilidad lateral en curva, aún a pesar de disminuir su vida por desgaste, se deben adoptar ángulos de caída negativos. En vehículos de calle, valores entre 0° y $-1^\circ 20'$ son habituales. En el mundo de la competición no es extraño ver valores de $-3,5^\circ$. Estos valores hay que tener en cuenta que son estáticos son modificados por efectos dinámicos de naturalezas distintas. En los sistemas de suspensión independientes la caída varía cuando en vehículo toma una curva. La rueda exterior toma una caída positiva respecto del suelo según el criterio que hemos definido anteriormente. Con este fenómeno el comportamiento se resiente ya que la carga lateral del neumático a plena carga disminuye (lo contrario sucede con la rueda interior). Para tratar de contrarestar ese comportamiento se diseñan suspensiones que tomen una caída negativa en compresión y positiva en extensión. También es conveniente dotar de un correcto estudio de la geometría de evolución de la caída para evitar el desgaste prematuro del neumático. La figura 43 muestra un estudio de las consecuencias de los ángulos de caída.

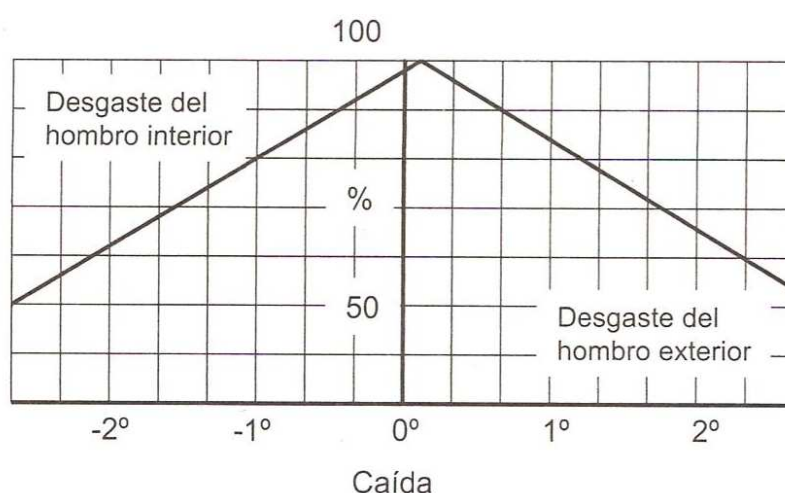


Figura 43: Estudio que demuestra que un ligero ángulo positivo aumenta la duración por desgaste

Cuando la carrocería balancea, la caída de la rueda exterior se modifica en un ángulo de valor $\Delta\epsilon_e$ y $\Delta\epsilon_i$ en el interior. El valor medio de ambos $\Delta\epsilon_\phi = 0,5 \cdot (\Delta\epsilon_i - \Delta\epsilon_e)$ junto con el de ángulo de balanceo de la carrocería Φ permite obtener el valor del coeficiente de caída en balanceo (K_{ϵ_ϕ}): [1]

$$K_{\epsilon_\phi} = \frac{d\epsilon}{d\Phi}$$

El coeficiente al balanceo de la carrocería se determina inclinando la carrocería a ambos lados y midiendo el ángulo de balanceo y la caída.

Los factores de caída en balanceo para distintos tipos de suspensiones son:

- Brazos longitudinales: 1,05
- Mc Pherson: 0,85
- Paralelogramo deformable: 0,8
- Semiindependiente: 0,55
- Eje rígido: 0

El ángulo de caída origina la aparición de una fuerza estática en la iteración con el suelo. Esta fuerza es muy inferior a la originada por la deriva. Como se ha visto en párrafos anteriores la caída varía con los movimientos de balanceo en los pasos por curva. Si únicamente se tiene en cuenta el efecto de balanceo, se puede determinar que el ángulo de caída total en curva será:

$$\epsilon_s = \epsilon_c + \Phi$$

Donde:

- ϵ_s : ángulo de balanceo de la carrocería
- ϵ_c : ángulo de caída de la rueda respecto a la carrocería
- Φ : ángulo de balanceo de la carrocería

1.3 CONVERGENCIA [2·Δ]

La convergencia estática se define como el ángulo formado por el plano central del vehículo en dirección longitudinal y la línea que resulta de la intersección del plano central de una rueda con el plano de la carretera, como el que queda representado en la figura 44. Este ángulo se considera positivo cuando la parte delantera del neumático está girada hacia el interior del vehículo, y negativo en caso contrario. El ángulo de convergencia total se obtiene por la suma de los ángulos de convergencia de cada rueda.

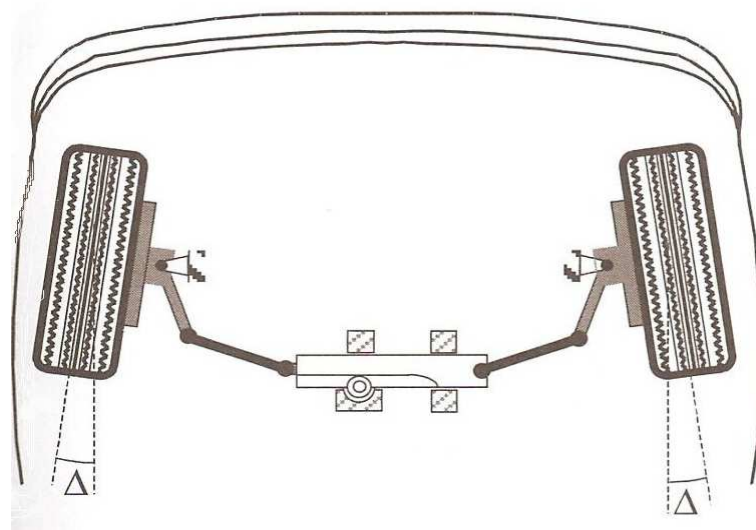


Figura 44: Ángulo de convergencia $2\cdot\Delta$ de cada rueda medido respecto la longitudinal

En el avance de toda rueda aparece una fuerza de resistencia al giro $F_{R\gamma}$ que se puede considerar que actúa en el centro de la huella de contacto, que genera un momento debido al brazo absorbido por la bieleta de la dirección. Debido a la elasticidad particularmente en las articulaciones de los brazos de control (deformaciones absorbidas por los silent blocks), este momento desplaza la rueda hacia atrás, para contrarrestar esta deformación y conseguir que la rueda vaya recta, se adopta un cierto ángulo de convergencia con el vehículo parado.

En vehículos de tracción delantera, las ruedas deben adoptar cierto ángulo de convergencia positiva mientras que en ejes traseros, los ángulos de convergencia de ambas ruedas deben ser de la misma magnitud entre ellas si se quiere conseguir que la dirección de movimiento del vehículo coincida con su eje longitudinal.

1.4 ÁNGULO DE SALIDA [σ]

También conocido como ángulo de pivote. Es el ángulo que forma el eje de la articulación de la mangueta con el plano vertical, visto el vehículo desde su frente. Los ángulos de caída y salida están en el mismo plano.

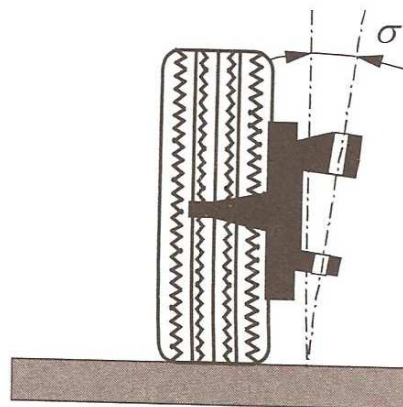


Figura 45: Detalle del ángulo de salida (σ)

Si se supone que el pivote es paralelo al plano vertical de simetría de las ruedas delanteras, para posicionar las ruedas con un ángulo de guiado determinado será necesario, ya que la rueda gira alrededor de su eje de pivote, vencer el par ($F_R \cdot e$, en la fig 39) producido por la resistencia al avance.

La resistencia a la rodadura es perpendicular a la carga que gravita sobre las ruedas, su punto de aplicación es el centro de la huella con el suelo, y su sentido es inverso al movimiento de traslación del vehículo. Para aminorar el par $F_R \cdot e$, se fija el pivote de tal manera que forme un ángulo σ .

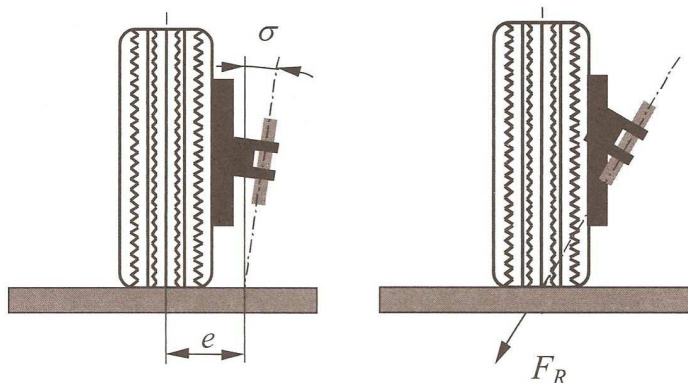


Figura 46: Detalle de que distintos ángulos de pivote originan pares de giro en las ruedas. Nulo en el caso de la imagen derecha.

En el plano vertical, para que la prolongación del eje de pivote corte al terreno a la distancia e del apoyo del neumático por la parte interior del vehículo, siendo la distancia e es muy pequeña, el esfuerzo de giro que hay que aplica sobre el volante será menor a medida que reducimos “ e ” pero se corre el riesgo que reduciendo mucho ese valor la dirección se vuelva nerviosa hasta llegar al valor $e=0$ en el que la dirección se puede mover por sí sola ante irregularidades. Lo más habitual y recomendable es dotar a la dirección de una distancia e comprendida entre 20 y 70 mm. Además de lo indicado, la inclinación del pivote sirve para devolver a la dirección a su posición de equilibrio después de realizar un giro.

1.5 ÁNGULO DE AVANCE [τ]

Es el ángulo formado por el que el eje de pivote de la mangueta con el plano vertical del eje de la rueda, visto por el vehículo lateralmente. Queda representado en la figura 47.

El ángulo de avance se justifica por la necesidad de tener un par resistente ($M=F_R \cdot d$) que mantenga la dirección alineada y que tenga capacidad para retornar a su punto inicial tras un giro de volante.

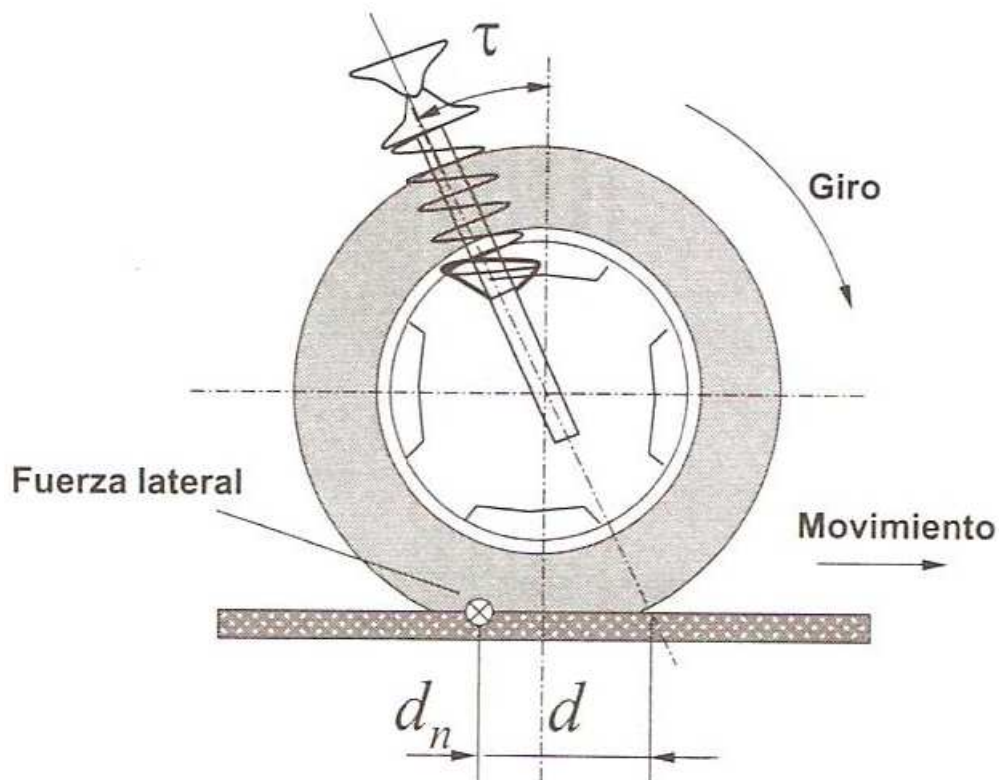


Figura 47: Dibujo esquemático en el que se representa el ángulo de avance (τ) y distancia de avance (d)

Para lograrlo, se adoptan diseños en los que el eje de pivote de la mangueta corte al plano del suelo en un punto adelantado respecto a la huella de contacto en el sentido de la marcha del vehículo a una distancia d .

Al aparecer fuerzas laterales, estas actúan sobre el neumático a una distancia retrasada respecto del centro de la rueda (en el plano del neumático en contacto con el suelo). Esta fuerza origina un par que es contrarrestado por el ángulo de avance, llamado par de auto-alineación.

A mayor ángulo de avance mayor es el esfuerzo realizado por el conductor para hacer girar el volante, sobre todo en maniobras de baja velocidad.

BLOQUE II:

MODIFICACIONES REALIZADAS
EN EL VEHÍCULO DE
COMPETICIÓN PARA SU
ADAPTACIÓN AL REGLAMENTO
TÉCNICO DEL CAMPEONATO DE
ESPAÑA DE G.T.

Identificación y características

El vehículo de partida para la realización del proyecto es un Mercedes SLS AMG como el de la figura 48. Un vehículo lanzado al mercado en Enero de 2010 encuadrado en la categoría de súper deportivos, con carrocería coupé realizada íntegramente en aluminio, propulsión trasera con caja de cambios en prolongación del árbol de transmisión (y no del cigüeñal, como es habitual) situada en el tren trasero para mejorar el reparto de pesos. El motor va ubicado en la parte delantera, en una posición que podría considerarse como central-delantera ya que va montado por detrás de la línea imaginaria que traza la distancia entre ruedas delanteras (vía delantera). El Mercedes SLS AMG cuenta con un motor V8 de aspiración atmosférica que desarrolla una potencia máxima de 420 kW (571 CV). [22]



Figura 48: Mercedes SLS AMG

A continuación se exponen un cuadro resumen de las características técnicas del vehículo de serie tal y como sale de la cadena de producción:

Planta de Potencia	
Arquitectura y número de cilindros	<i>8 cilindros formando una V a 90° . 2 bancadas de 4 cilindros cada bancada.</i>
Disposición y colocación	<i>Longitudinal, Delantero central (por detrás del eje delantero)</i>
Material de bloque y culata /pistones	<i>Aluminio Aleación ligera/ acero forjados</i>
Lubricación	<i>Cárter seco</i>
Refrigeración	<i>Líquida</i>
Cilindrada y cotas de cilindros (diámetro x carrera)	<i>6.208cm³ / 10,02 x 9,42 (cm)</i>
Alimentación y ciclo	<i>Inyección indirecta con trompetas de admisión de magnesio. Ciclo Otto con el corte de encendido a 7.200rpm. 4 Tiempos.</i>
Válvulas y mando	<i>4 válvulas por cilindro con 2 árboles de levas en culata por bancada mandados por cadena</i>
Tipo distribución	<i>Distribución de calado variable(admisión y escape) y apertura de válvulas de carrera variable(admisión)</i>
Tipo de admisión	<i>Admisión con conductos de longitud fija</i>
Relación de compresión	<i>11,3:1</i>
Potencia máxima	<i>420 kw (571 cv) a 6.800 rpm</i>
Par motor máxima	<i>650 N·m (66,3mkg) a 4.750 rpm</i>

Tabla 1: Características técnicas de la planta de potencia del Mercedes SLS AMG

En la siguiente tabla, tabla número 2, se pueden encontrar las características técnicas relativas a los elementos de transmisión de potencia.

Cadena cinemática y tren de rodaje																	
Tipo de caja de caja de cambios	<i>Mecánica de trenes de engranajes con accionamiento robotizado por levas en el volante para manejo manual. Incluye diferencial autoblocante</i>																
Ubicación	<i>En prolongación del árbol de transmisión, situada en el eje trasero. Aloja los palieres de transmisión</i>																
Embrague	<i>Multidisco en baño de aceite con bomba hidráulica</i>																
Diferencial	<i>Autoblocante tarado al 20% aceleración y 40% retención</i>																
Relación de grupo	<i>3,667:1</i>																
Relaciones del cambio (velocidad km/h por cada 1.000rpm)	<table> <tr> <th><i>Numero de marcha</i></th><th><i>Desmultiplicación / (vel. en km/h)</i></th></tr> <tr> <td><i>1</i></td><td><i>3,40 (10,1)</i></td></tr> <tr> <td><i>2</i></td><td><i>2,19 (15,6)</i></td></tr> <tr> <td><i>3</i></td><td><i>1,63 (20,9)</i></td></tr> <tr> <td><i>4</i></td><td><i>1,29 (26,5)</i></td></tr> <tr> <td><i>5</i></td><td><i>1,01 (33,2)</i></td></tr> <tr> <td><i>6</i></td><td><i>0,84 (40,4)</i></td></tr> <tr> <td><i>7</i></td><td><i>0,72 (47,4)</i></td></tr> </table>	<i>Numero de marcha</i>	<i>Desmultiplicación / (vel. en km/h)</i>	<i>1</i>	<i>3,40 (10,1)</i>	<i>2</i>	<i>2,19 (15,6)</i>	<i>3</i>	<i>1,63 (20,9)</i>	<i>4</i>	<i>1,29 (26,5)</i>	<i>5</i>	<i>1,01 (33,2)</i>	<i>6</i>	<i>0,84 (40,4)</i>	<i>7</i>	<i>0,72 (47,4)</i>
<i>Numero de marcha</i>	<i>Desmultiplicación / (vel. en km/h)</i>																
<i>1</i>	<i>3,40 (10,1)</i>																
<i>2</i>	<i>2,19 (15,6)</i>																
<i>3</i>	<i>1,63 (20,9)</i>																
<i>4</i>	<i>1,29 (26,5)</i>																
<i>5</i>	<i>1,01 (33,2)</i>																
<i>6</i>	<i>0,84 (40,4)</i>																
<i>7</i>	<i>0,72 (47,4)</i>																
Neumáticos delanteros	<i>265/35 ZR19</i>																
Neumáticos traseros	<i>295/30 ZR 19</i>																
Electrónica de control. Ayudas a la conducción.	<i>ABS, ESP, ASR,EBD,BAS</i>																

Tabla 2: Características técnicas de la cadena cinemática y tren de rodaje del Mercedes SLS AMG

1. REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE SERIE Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (C.D.G.)

1.1 CÁLCULO DEL REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE SERIE Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL C.D.G.

Para los cálculos que se llevarán a cabo más adelante, es necesario conocer los datos de partida del vehículo de serie para posteriormente llevar a cabo una comparación. Primeramente se calcula el reparto de pesos y el C.D.G. Para ello se manejan los datos oficiales proporcionados en los distintos documentos que se detallan en la bibliografía [30], [31] y [32].

En la siguiente tabla (3), figuran las características del vehículo antes de las modificaciones, es decir, el vehículo de serie. [22]

Características dimensionales	
TARA (DIN)	1710 Kg
MMTA 1º E	1180 kg
MMTA 2º E	1180 kg
Dimensiones Exteriores	
Longitud máxima	4640 mm
Distancia entre ejes	2680 mm
Via Anterior	1682
Via Posterior	1653
Reparto de masa en estático (delt/tras)	52,7/47,3 (%)

Tabla 3: Características dimensionales del SLS AMG de producción.

A continuación, ayudándonos de los datos de la tabla anterior, y de las ecuaciones de equilibrio de Fuerzas y momentos, calculamos el reparto de masas en estático y la posición de centro longitudinal del centro de gravedad.

El reparto de pesos estático queda:

$$P_d: 52,7 \% \text{ de } 1710 = 901,1 \text{ Kp} = 8838,81 \text{ N}$$

$$P_t: 47,3 \% \text{ de } 1710 = 808,83 \text{ Kp} = 7934,62 \text{ N}$$

Conocidas las reacciones en los ejes, podemos calcular la ubicación de centro de gravedad en el eje longitudinal:

$$\sum F_v = 0 \quad T = P_d + P_t$$

$$T = 8838,81 + 7934,62 = 16775,1 \text{ N}$$

Tomamos momentos sobre el punto de contacto de la rueda trasera con la superficie de contacto del suelo:

$$\sum M_t = 0 \quad T \cdot X_{cdg} - B \cdot P_d = 0$$

$$16775,1 \cdot X_{cdg} - 2,680 \cdot 8838,81 = 0$$

$$X_{cdg} \text{ desde eje Tras} = 1,412 \text{ m}$$

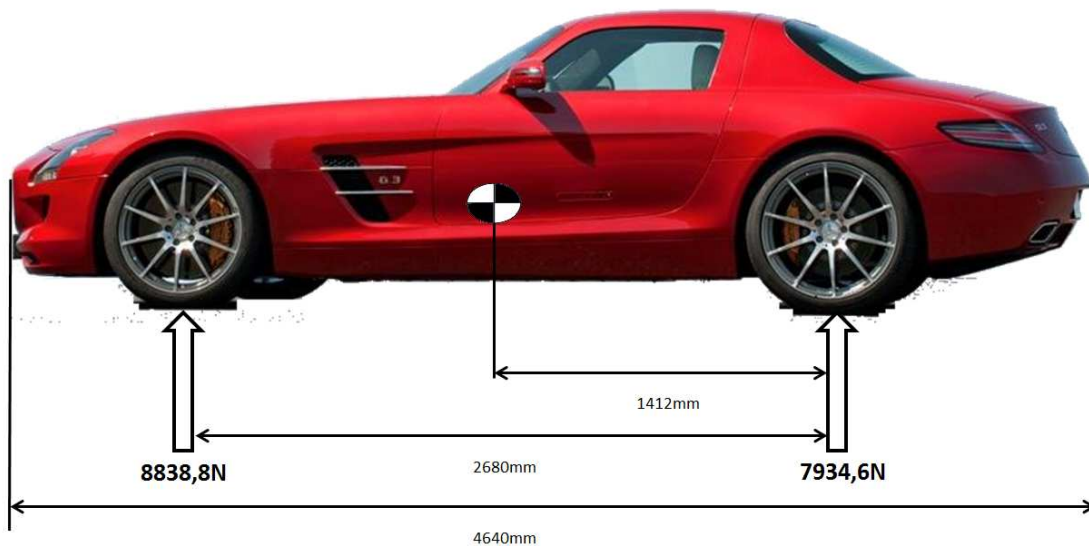


Figura 49: Mercedes SLS de producción acotado marcando la posición del cetro de gravedad y valores de las reacciones en los ejes.

1.2 CÁLCULO DEL REPARTO DE PESOS DEL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN Y CÁLCULO DE LA POSICIÓN DEL C.D.G.

1.2.1. CÁLCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN ESTÁTICO

En la siguiente tabla, figuran las características del vehículo requeridas por el reglamento después de las modificaciones. [26] y [29].

Mercedes SLS AMG GT3	
TARA (MIN. FIN CARRERA)	1365 Kg
MMTA 1º E	1180 kg
MMTA 2º E	1180 kg
Dimensiones Exteriores	
Longitud máxima	4710 mm
Distancia entre ejes, batalla (B)	2680 mm
Via Anterior	1686 mm
Via Posterior	1644 mm
Reparto de masa en estático en vacío (delt/tras)	710 /655 (kg)
Altura	1220 mm
Medida de los neumáticos (delt/tras)	300/680/R18-310/710/R18
Depósito de Combustible	100 l. (limitación reglamento)
Masa del piloto	75kg
Masa Máxima	1516 kg
Reparto de masas (P_d/P_t)	789 kg / 727kg
Masas no suspendidas	53 kg / 55kg

Tabla 4: Características dimensionales del SLS AMG GT3. [24]

A continuación, ayudándonos de los datos de la tabla anterior, y de las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momentos, calculamos la posición de centro longitudinal del centro de gravedad. Convertimos los valores masa por eje en unidades de peso, para facilitar su uso en posteriores cálculos.

$$\sum Fv = 0 \quad ; \quad P_{vacío} = P_{vd} + P_{vt}; \text{ Siendo P el peso total en vacío (min a final de carrera),}$$

$$P_{vacío} = (710 + 655) \cdot 9,81 = 13.390,65 \text{ N}$$

Tomamos momentos sobre el punto de contacto de la rueda trasera con la superficie de contacto con el suelo:

$$\sum M_t = 0 \quad ; \quad P_v \cdot X_{cdg} - B \cdot P_{vd} = 0$$

$$13.390,65 \cdot X_{cdg} - 2,68 \cdot 6965,1 \rightarrow X_{cdg} \text{ desde eje Tras} = 1,394 \text{ m}$$

Como podemos ver a la vista de los resultados, comparando con el modelo se serie, el centro de gravedad del vehículo queda 18,36 mm más cercano del eje trasero, quedando el reparto de pesos más cercano al teóricamente ideal, 50% en cada eje en estático.

El reparto de pesos quedaría, 52,02 % para el eje delantero y 47,98 % para el eje trasero.

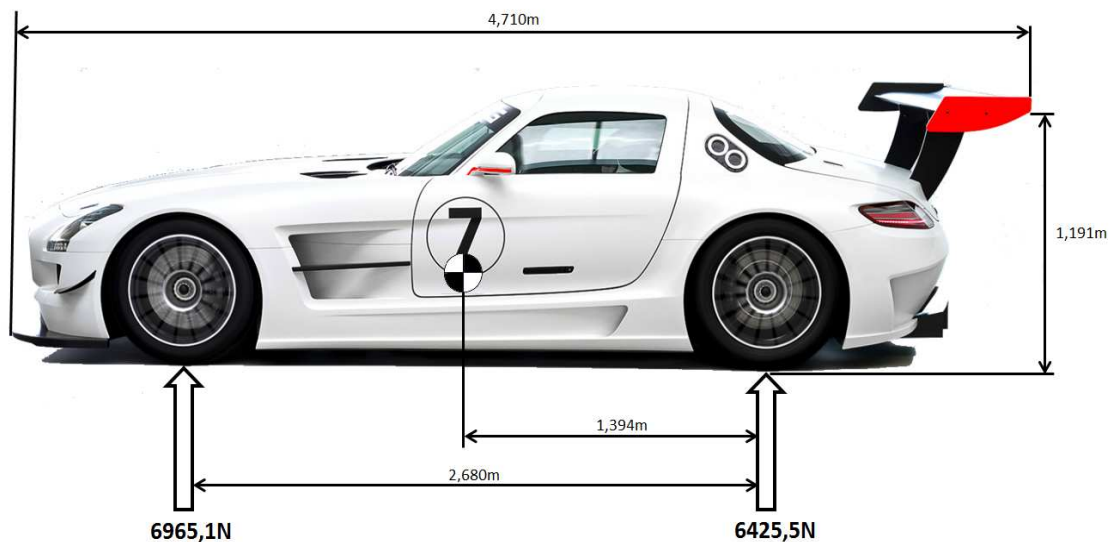


Figura 50: Mercedes SLS AMG GT3 en vacío. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g.

1.2.2. CÁLCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN ESTÁTICO A PLENA CARGA

Para el cálculo del peso total del vehículo de competición a plena carga (depósito, piloto incluido), se toma la hipótesis debido a las características del vehículo, el peso de conductor y el peso del combustible centrado entre los ejes, es decir que se distribuye al 50% entre los ejes el peso extra.

Conociendo el peso total del vehículo cargado, y su reparto porcentual entre ejes, ya que el reparto de la masa extra la suponemos al 50% entre ejes, podemos calcular las reacciones en los ejes. La posición del centro de gravedad queda en el mismo punto ya que no se altera el reparto de pesos relativo.

$$\sum Mt = 1365kg + 100l \cdot 0,76 \frac{kg}{l} + 75kg = 1516 kg$$

$$T = 1516 \cdot 9,81 = 14.871,96 N;$$

Siendo T el peso total del vehículo de competición cargado.

Tomamos momentos sobre el punto de contacto de la rueda trasera con la superficie de contacto con el suelo:

$$\sum Mt = 0 \quad ; \quad T \cdot X_{cdg} - B \cdot P_d = 0$$

Siendo P_d , el 52,02 % de 14.871,96 N = 7.736,4 N

$$14871,96 \cdot X_{cdg} - 2,68 \cdot 7736,4 \rightarrow X_{cdg} \text{ desde eje Tras} = 1,394 m$$

Como se puede ver en el resultado final, el centro de gravedad se sitúa en el mismo punto.

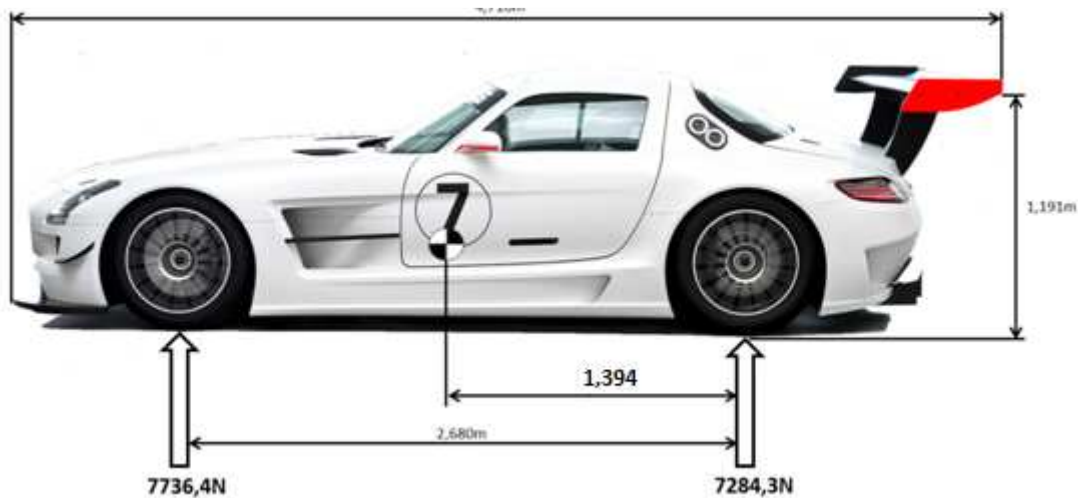


Figura 51: Mercedes SLS AMG GT3 a plena carga. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g.

1.2.3. CÁLCULO DE REPARTO DE PESOS Y C.D.G. EN DINÁMICO

A la hora de los posteriores cálculos que llevaremos a cabo, como por ejemplo dimensionar el sistema de frenos del vehículo, se calculará en las peores condiciones posibles de marcha para estar del lado de la seguridad, esto es, a plena carga, que es al inicio de una carrera. La masa del vehículo será la máxima, así como establecemos la deceleración máxima de 15m/s^2 , estipulado para ser un vehículo competitivo. Las variables del modelo que implementamos están en el alerón trasero. En función de su ángulo de ataque obtendremos un reparto de pesos por eje u otro. Establecemos dos hipótesis. Una con máximo ángulo de ataque y otra hipótesis con un ángulo de ataque nulo. [4]

1.2.3.1 Hipótesis A: máxima carga aerodinámica

Para poder implementar el modelo y hacerlo lo más cercano a la realidad posible, incluimos en los cálculos la fuerza vertical y de sentido descendente y la fuerza horizontal y de sentido contrario al sentido de la marcha que produce el alerón trasero y que es calculado en el punto 6 del presente documento (p.148) y cuyo valor es de 3599 N y 848,5N respectivamente a la velocidad máxima, que es el caso más desfavorable para el dimensionado de los elementos de frenado.

Para el cálculo de la masa máxima en esas condiciones, procedemos de la siguiente manera: masa del vehículo en vacío al final de la carrera, masa del combustible y masa piloto.

$$MM = 1365kg + 100l \cdot 0,76 \frac{kg}{l} + 75kg = 1516 kg$$

Se calcula la influencia de las fuerzas sobre el alerón trasero en las reacciones de los ejes. Para ello implementamos el modelo como una viga continua de dos apoyos (eje delantero y eje trasero) y con dos cargas puntuales en el extremo final (alerón trasero) de sentido y dirección descrita anteriormente. En la siguiente figura (52), queda representado el esquema de fuerzas descrito.

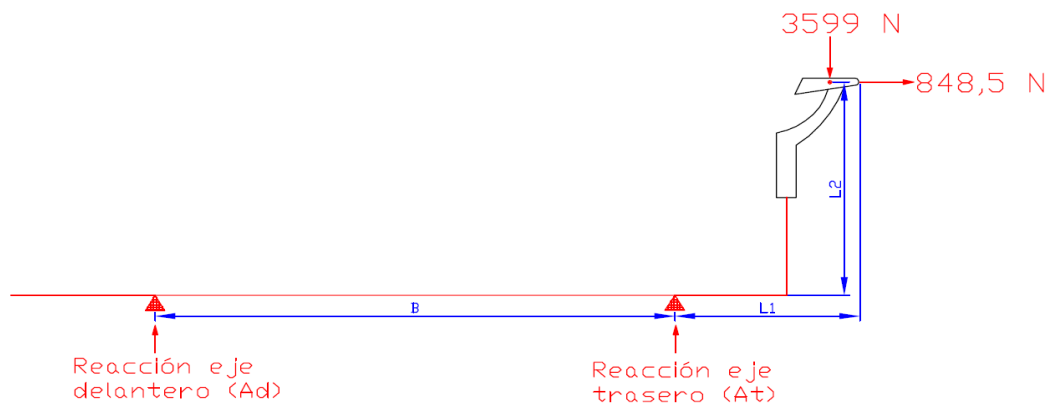


Figura 52: Plano acotado de la situación del alerón respecto a los ejes, siendo; B: batalla (2,68 mm), L1: la distancia horizontal del eje trasero al punto de aplicación de la fuerza vertical, L2: la distancia vertical del eje trasero al punto de aplicación de la fuerza horizontal.

Partiendo del dibujo acotado de la figura 52, y por medio de las ecuaciones de equilibrio de sumatorio de momentos y fuerzas se calcula las reacciones en los ejes:

$$\sum F_v = 0 \quad ; \quad F_L = A_d + A_t; \quad \text{siendo } F_L \text{ igual a } 3599 \text{ N:}$$

$$\sum M_t = 0 \quad F_D \cdot L_2 + F_L \cdot L_1 + A_d \cdot B = 0; \quad \text{Introduciendo los valores conocidos:}$$

$$848,6 \cdot 1,191 + 3599 \cdot 1,12 + A_d \cdot 2,68 = 0; \quad \text{se calcula el valor de la reacción en el eje delantero } A_d;$$

$A_d = -1881,18 \text{ N}$; es decir se produce una reacción en sentido contrario al planteado en el esquema. Sobre el eje delantero el alerón provoca un levantamiento. Mediante el equilibrio de fuerzas planteado, e introduciendo los valores de A_d , se calcula A_t :

$$A_t = A_d + F_L = 5481,18 \text{ N}$$

Para realizar el cálculo de frenos es necesario analizar el caso más crítico, que es en las frenadas, se calcula el reparto de pesos dinámico para una deceleración media de 15 m/s^2 .

Se calcula la transferencia de peso (I) que genera la deceleración media de $J = 15 \text{ m/s}^2$:

$$I = \frac{J \cdot T}{g} = \frac{15 \cdot 1516 \cdot 9.81}{9.81} = 22740 \text{ N}$$

Una vez conocida la transferencia de pesos entre ejes, se calcula la influencia que tiene en los ejes, siendo r_d el eje delantero y r_t el eje trasero.

$$r_d = r_t = \frac{I \cdot h}{B} = \frac{22740 \cdot 1,220 \cdot (1/3)}{2,68} = 3450,59 \text{ N}$$

Finalmente, la carga por eje de frenado, será, teniendo en cuenta las reacciones calculadas anteriormente del alerón de:

$$R_d = r_d + P_d - A_d = 9302,42 \text{ N}$$

Para el caso del eje trasero, tenemos en cuenta el valor que genera el alerón trasero.

$$R_t = P_t - r_t + A_t = 9169,53 \text{ N}$$

Como podemos ver a la vista de los resultados, se obtiene numéricamente la lógica transferencia de pesos en frenada que lleva a cargar el eje delantero y descargar el eje trasero, pero gracias a la acción de la aerodinámica se crea un peso aparente, que hace que se equilibre en cierta medida la transferencia de pesos. Esta transferencia está calculada en la peor de las condiciones de marcha, es decir, a la máxima deceleración posible y la máxima carga aerodinámica que es capaz de crear el alerón (con 12° de ataque máximo y a máxima velocidad) tal y como se explica en el punto 6 de este documento.

A continuación, ayudándonos de los datos de la tabla anterior, y de las ecuaciones de equilibrio de Fuerzas y momentos, calculamos la posición de centro longitudinal del centro de gravedad con las reacciones en los ejes calculada anteriormente.

$$\sum F_v = 0 \quad T = R_d + R_t$$

$$T = 9302,42 + 9169,53 = 18.471,6 \text{ N}$$

Tomamos momentos sobre el punto de contacto de la rueda trasera con la superficie de contacto con el suelo:

$$\sum M_t = 0 \quad T \cdot X_{cdg} - B \cdot R_d = 0$$

$$18471,6 \cdot X_{cdg} - 2,68 \cdot 9302,42 = 0$$

$$X_{cdg} \text{ desde eje Tras} = 1,349 \text{ m}$$

Una vez realizados los cálculos, se puede concluir que el centro de gravedad queda en el centro de la distancia entre ejes, quedando el reparto de pesos porcentual el:

$$\text{Reparto trasero} = \frac{9169,53}{18471,6} = 0,4964 \rightarrow 49,64 \%$$

Al eje trasero le corresponde un reparto de pesos de 49,64 %, mientras que al eje delantero le corresponde un reparto de pesos de 50,35%, en dinámico. Se puede considerar un valor ideal, ya que el aprovechamiento del neumático va a ser óptimo en el caso valorado en la hipótesis. La figura 53 muestra el resultado de la hipótesis planteada.

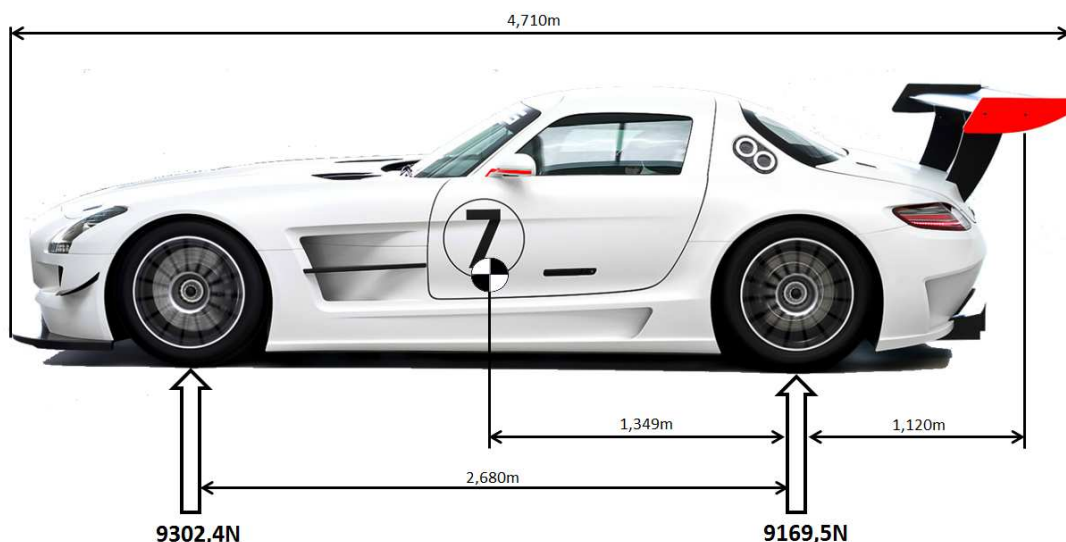


Figura 53: Mercedes SLS AMG GT3 en dinámico. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g en las condiciones de máxima carga aerodinámica.

2.2.2. Hipótesis B: Mínima carga aerodinámica

En esta hipótesis no se tiene en cuenta la influencia de la aerodinámica, ya que en carrera puede darse la situación de llevar el alerón roto o que se haya perdido por un lance de carrera, ya que los contactos en carrera es algo habitual en las carreras de vehículos carrozados. En este caso la transferencia de pesos que se produce al eje delantero no va a poder ser compensado por el alerón. La figura 54 muestra una imagen acotada del vehículo en esta circunstancia.

Al igual que en el caso A, el cálculo de frenos es necesario analizar el caso más crítico, que es en las frenadas, se calcula el reparto de pesos dinámico para una deceleración media de 15 m/s^2 , como en el caso anterior.

Se calcula la transferencia de peso (I) que genera la deceleración media de $J = 15 \text{ m/s}^2$, como es idéntico al caso A:

$$I = 22740 \text{ N}$$

Una vez conocida la transferencia de pesos entre ejes, se calcula la influencia que tiene en los ejes, siendo r_d el eje delantero y r_t el eje trasero.

$$r_d = r_t = \frac{I \cdot h}{B} = \frac{22740 \cdot 1,220 \cdot (1/3)}{2,68} = 3450,59 \text{ N}$$

Finalmente, la carga por eje de frenado, será, teniendo en cuenta las reacciones calculadas anteriormente del alerón de:

$$R_{d(B)} = r_d + P_d = 11186,98 \text{ N}$$

Para el caso del eje trasero, tenemos en cuenta la descarga que se produce debido a la transferencia, por tanto hay que tener en cuenta el signo negativo.

$$R_{t(B)} = P_t - r_t = 3833,69 \text{ N}$$

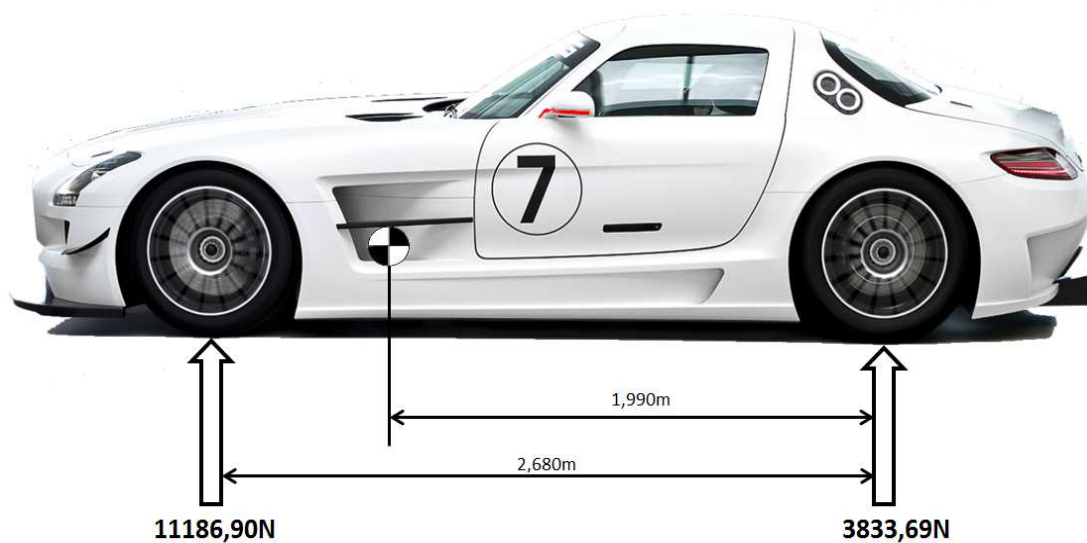


Figura 54: Mercedes SLS AMG GT3 en dinámico. La imagen muestra las reacciones y la posición longitudinal del c.d.g. en las condiciones de mínima carga aerodinámica en frenada máxima y sin alerón.

A la vista de los resultados obtenidos en las hipótesis A y B, se produce una gran diferencia entre los valores de reacciones entre llevar el alerón a máxima carga o no, por tanto, para llevar a cabo el dimensionado de frenos se tendrá que tener en cuenta los valores máximo obtenidos en cada situación. En el siguiente tabla resumen se exponen los resultados finales:

REPARTO DE PESOS DINÁMICO	Máxima carga aerodinámica	Mínima carga aerodinámica
Eje delantero	9302,42 N	11186,98 N
Eje trasero	9169,53 N	3833,69 N

Tabla 5: Resumen de reacciones en los ejes en los casos más desfavorables de la marcha.

Los valores que quedan en negrita en la tabla resumen número 5 son los valores máximos y por tanto, los valores que usaremos para el dimensionado de los sistemas que se analizarán a continuación.

Modificaciones realizadas en el vehículo

2. MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO. CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENOS.

2.1 CÁLCULO DE LA FRENADA MÁXIMA APLICABLE

En este apartado se llevarán a cabo los cálculos bajo dos hipótesis relacionadas con las condiciones de marcha del vehículo. La carga aerodinámica marca claramente el equilibrio o balance del coche. Establecemos dos supuestos claramente opuestos que dependen del alerón trasero.

La carga aerodinámica que es capaz de generar en función de su ángulo de ataque influye en gran medida en las reacciones en los ejes y en la máxima capacidad de frenado que se puede aplicar.

Si el ángulo de ataque es máximo se producirá una carga del eje trasero y una descarga del eje delantero como se ve en el apartado 1.2.3 de este documento. En cambio si el alerón no actúa en el momento de aplicar la máxima deceleración exigible (15m/s^2) se producirá una descarga del tren trasero para transferir esa carga al tren delantero.

Como se calculó en el apartado anterior, se conocen los valores máximos de las reacciones en los ejes, por lo que combinando queda:

Eje delantero	11186,98 N
Eje trasero	9169,53 N

Tabla 6: Valores de reacciones en los ejes, en las condiciones más exigentes.

Para el cálculo del par máximo aplicable, se va a usar un coeficiente de adherencia neumático-calzada de $\mu=1,25$ al tratarse de un neumático slick de competición sobre asfalto seco.

Las medidas de los neumáticos son 300/680/R18-310/710/R18 para el eje delantero y trasero respectivamente. Se toman los valores máximos de reacciones en los ejes, calculados en el apartado anterior 1.2.2, ya que es el caso más desfavorable y que va a suponer el máximo dimensionamiento del sistema de frenos.

La expresión de la fuerza de frenado máximo que se puede obtener queda:

$$T_d = \mu_{max} \cdot R_d = 1,25 \cdot 11186,98 = 13983,7 \text{ N}$$

$$T_t = \mu_{max} \cdot R_t = 1,25 \cdot 9169,53 = 11461,9 \text{ N}$$

Una vez conocida la fuerza de frenado (valor máximo que se puede obtener por eje, es decir, dos ruedas), podemos calcular el par de frenado máximo aplicable en los neumáticos:

Conocido el dato del diámetro máximo del neumático, podemos obtener el radio en este caso:

- Neumático trasero: 300/680/R18-> radio: 340mm =0,34 m
- Neumático delantero: 310/710/R18 -> radio: 355 mm= 0,355 m

La expresión del par de frenado máximo aplicable por eje, será:

$$M_d = T_d \cdot r_d = 13983,7 \cdot 0,34 = 4754,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_t = T_t \cdot r_t = 11461,9 \cdot 0,355 = 4068,97 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Como se puede ver en los resultados obtenidos, el eje delantero tiene que estar ligeramente sobredimensionado respecto al eje trasero. Estos resultados son la consecuencia de dos hipótesis, las cuales son las más desfavorables.

2.2 DIMENSIONADO DEL CIRCUITO DE FRENOS

Para realizar cualquier modificación en el sistema de frenado, es necesario tener en cuenta el reglamento aplicable en el campeonato de España de GT. Este reglamento es el artículo 257-A de la FIA y el aún, más específico, Reglamento Técnico del Campeonato de España de GT 2012. [26]

- El sistema debe estar equipado con dos circuitos independientes, con sus correspondientes bombas de freno, accionadas ambas por el mismo pedal de freno.
- El reparto de frenos entre los ejes debe ser mecánico.
- Solo se permite el uso de una pinza por rueda, con un máximo de 6 pistones en cada pinza.
- El diámetro máximo de los discos de freno delanteros debe ser como máximo 380 mm.

Del apartado anterior se conoce el par máximo aplicable al sistema de frenos que el neumático es capaz de gestionar con el coeficiente de rozamiento neumático-calzada de 1,25.

$$M_d = 4754,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_t = 4068,97 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por otro lado, el reglamento al limitar el tamaño de los discos delanteros a 380mm y también el de los traseros (en 355 mm), se parte de esa base para el resto de cálculos.

Cabe hacer una mención a que no es un error que por reglamento el tamaño de los discos traseros sea más pequeño que el delantero, ya que, en la mayoría de las circunstancias del uso del vehículo en competición, los efectos aerodinámicos no van a ser tan severos, como en el caso propuesto en los apartados de reparto de pesos del vehículo de competición, ya que esos casos son las más extremos que se pueden dar (máximo ángulo de ataque del alerón y máxima velocidad), pero al hacer de esta manera estaremos del lado de la seguridad.

Estos datos de partida nos llevan a consultar a los proveedores de frenos de la mayoría de los equipos de los campeonatos de GT que se rigen bajo el reglamento FIA. En la tabla 7 se recogen estos datos: [17] y [18]

Características equipo de frenos. Datos de partida.	
Discos de freno	
Diámetro exterior delantero/trasero (mm)	380 / 355
Diámetro interior delantero/trasero (mm)	269 / 244
Espesor delantero/trasero (mm)	34 / 32
Masa delantero/trasero (Kg)	9,3 / 7,2

Tabla 7: Características del equipo de frenos. Discos de freno.

Una vez conocidos los datos relativos a los discos de freno, se necesita conocer los datos de las pastillas, que apoyan sobre las superficies de fricción de los discos. Estas pastillas deberán adaptarse a las pistas de los discos.

El fabricante de pastillas FERODO, en su catálogo, dispone de la referencia FERODO 1.11. A continuación en la figura 55 se puede ver la evolución del coeficiente de fricción con respecto a la temperatura. La pastilla escogida se corresponde con la línea verde. En la tabla 8 se destacan las características constructivas útiles para posteriores cálculos. [19]

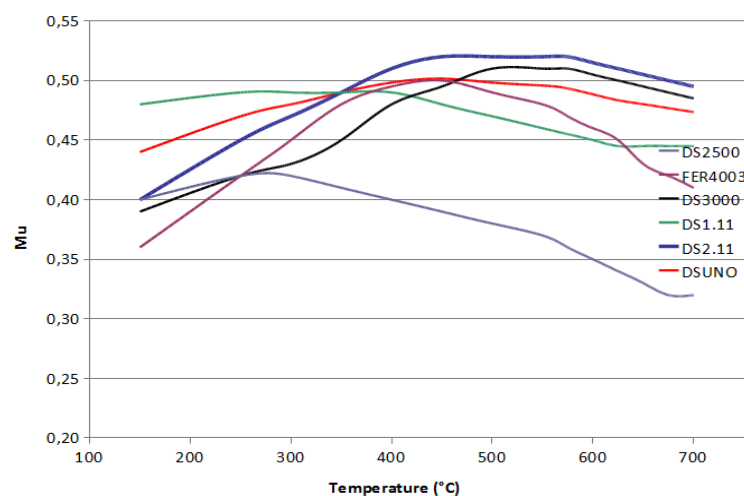


Figura 55: Evolución del coeficiente de fricción en función de la temperatura en los distintos tipos de pastilla.

Datos de las pastillas de freno FERODO DS 1.11	
Coeficiente de rozamiento a 250°C	0,49
Radio exterior de la pastilla delt/tras (mm)	185 / 172
Radio interior de la pastilla delt/tras (mm)	139 / 117
Ángulo abarcado por la pastilla	45° ($\pi/3$)
Máxima presión admisible (MPa)	3,6

Tabla 8: Datos de las pastillas de freno FERODO DS 1.11

Con la condición de freno de disco nuevo se obtiene la presión sobre la pastilla y la fuerza normal tanto para el eje delantero como para el eje trasero. [12] y [15]

A partir de ahora los valores de momento de frenada, se introducen en las ecuaciones divididas por dos, ya que las ecuaciones están referidas a valores por rueda.

A partir del par de frenada necesario podemos despejar la presión de las pastillas (2 pastillas, una por cada cara) sobre el disco:

$$N = \frac{2}{3} \cdot \alpha \cdot \mu \cdot P \cdot (R_e^3 - R_i^3); \text{ despejando, se obtiene}$$

$$P = \frac{3}{2} \cdot N \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \mu \cdot (R_e^3 - R_i^3)}$$

Introducimos los datos en unidades del sistema internacional y teniendo en cuenta:

$$P_d = \frac{2}{3} \cdot \frac{4754,5}{2} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{3} \cdot 0,49 \cdot (0,185^3 - 0,139^3)} = 1,857 \text{ MPa}$$

$$P_t = \frac{3}{2} \cdot \frac{4068,97}{2} \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{3} \cdot 0,49 \cdot (0,172^3 - 0,117^3)} = 1,631 \text{ MPa}$$

Estos valores de presión son relativos a dos superficies rozantes. Es decir, es la presión que ejerce la pinza de freno sobre las dos pastillas sobre un solo disco. La utilidad de este valor viene para comprobar que la presión máxima admisible por la pastilla no va a ser superada y que va a asegurara su vida útil. En este caso la presión alcanzada por ambas pastillas no supera en ningún caso el valor máximo de presión por pastilla, que es igual a 3,6 Mpa.

Calculamos la fuerza normal que ejercen los pistones (de ambas caras de la pinza) sobre las pastillas.

$$F_n = \frac{N \cdot 3 \cdot (R_e^2 - R_i^2)}{\mu \cdot 4 \cdot (R_e^3 - R_i^3)}$$

En una rueda del eje delantero:

$$F_{nd} = \frac{\frac{4754,5}{2} \cdot 3 \cdot (0,185^2 - 0,139^2)}{0,49 \cdot 4 \cdot (0,185^3 - 0,139^3)} = 14.495,38 \text{ N}$$

En una rueda del eje trasero:

$$F_{nt} = \frac{\frac{4068,97}{2} \cdot 1633,82 \cdot 3 \cdot (0,172^2 - 0,117^2)}{0,49 \cdot 4 \cdot (0,172^3 - 0,117^3)} = 13.575,70 \text{ N}$$

El reglamento, tal y como ya se ha señalado al principio de este apartado, exige el uso de dos bombas de freno, para cada circuito, el delantero, y el trasero, que actúan sobre un mismo pedal (ver fig. 56). La bomba de freno tiene que ser capaz de suministrar la presión necesaria a las bombas de freno del circuito delantero y trasero.

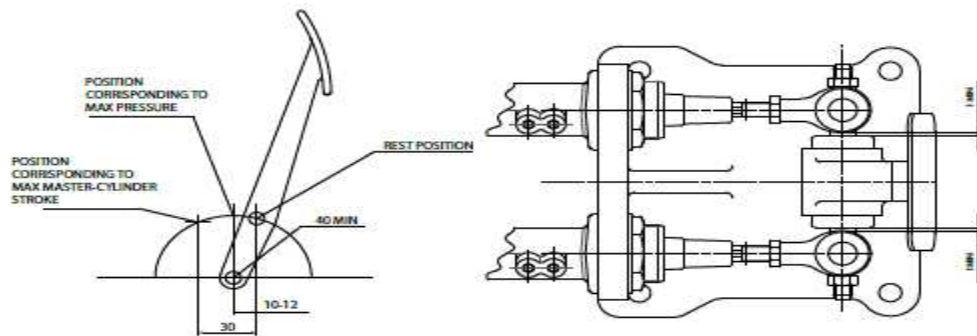


Figura 56: Esquema de pedal de freno (izda.) y tándem de bombas adosadas a la parte posterior del freno (dcha.).

La bomba de freno es accionada, como se ha dicho antes, por un mismo pedal, el cual tiene asociado los dos cilindros maestros de las bombas de freno y hay que tener en cuenta para el cálculo de la presión de la salida de la bomba, la fuerza resultante sobre el cilindro maestro, que varía dependiendo de la relación de palancas del pedal escogido. [20]



Figura 57: Juego de pedales AP Racing 5516-B

La pedalera escogida es la AP Racing AP 5516-B de 3 pedales como la de la figura 57, con mando de pedal de freno fly-by-wire. El pedal de freno dispone de dos salidas a los cilindros maestros. La relación de palancas es de 1:4,81. Suponiendo que el piloto puede ejercer sobre el pedal una fuerza máxima media de 50kg, es decir, 490,5 N la fuerza que se ejerce en el punto de contacto con los cilindros maestros es de 2359,3 N que hay que repartir a su vez a las dos bombas por igual, quedando la fuerza sobre el pistón de la bomba en 1179 N.

Por otro lado, tenemos las limitaciones del fabricante de los frenos, en cuanto a la pinza. La característica más importante que tenemos que buscar es el área total de los pistones. Esta área, mediante la presión del circuito tiene que ser capaz de generar la fuerza necesaria para que nos dé el par de frenado máximo que puede llegar a generar el vehículo con la deceleración de 15m/s^2 requerido.

2.2.1. DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE FRENO DEL EJE DELANTERO

Para el dimensionado de la bomba de frenos partimos de unas pinzas de freno que forman parte del catálogo de Brembo, proveedor entre cuyas especialidades está el suministro a vehículos de competición G.T. El modelo de pinza de freno delantero Brembo escogido, es el P/N XA5.C2.01/02, cuya área es $49,13\text{cm}^2$ para los 6 pistones. A continuación, en la tabla 9 se describen las características técnicas de la pinza de freno elegida: [18]

Datos de la pinza de freno BREMBO P/N XA5.C2.01/02 6 PISTONES	
Tamaño de los pistones (3 por cara)	28-32-38 mm
Tamaño de los discos de freno instalables	355-380 mm
Sección de las pastillas (ambas caras)	$78,5\text{ cm}^2$
Peso de la pinza	2,57 kg

Tabla 9: Pinza de freno Brembo escogida para el eje trasero.

De apartado anterior se obtuvo la fuerza necesaria normal en una pastilla delantera es:

$$F_{nd} = 14.495,38\text{ N}$$

La presión de fluido (líquido de freno) es:

$$P_H = \frac{F}{\pi \cdot \frac{\sum d^2}{4}}$$

Dónde, d son los diámetros de los pistones de la pinza delantera escogida

$$P_H = \frac{14.495,38}{\pi \cdot \frac{(28^2 + 32^2 + 38^2)}{4}} = 5,67 \text{ MPa}$$

La expresión de la presión de fluido necesaria para obtener el par de frenado requerido debe ser 5,67 MPa.

Una vez conocido este dato de la presión requerida en el circuito, calculo el área necesaria para obtener la fuerza normal:

$$A = \frac{F_n}{P_H} = \frac{1179,7}{5,67} = 208,1 \text{ mm}^2$$

La sección de la bomba requerida para obtener el presión de 5,67 MPa en el eje delantero deberá ser 208,1 mm², por tanto el diámetro mínimo requerido por la bomba delantera deberá ser:

$$d_d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 16,28 \text{ mm}$$

El diámetro de la bomba de freno delantera deberá tener un máximo de 16,28 mm para obtener las prestaciones de frenada requeridas en eje delantero, de acuerdo al máximo par de frenada establecido y a la fuerza de accionamiento de 50 Kp (o 490,5 N).

Conocido el dato del diámetro, se acude al catálogo del proveedor de la marca de frenos que en este caso es AP RACING. En su catálogo dispone de los siguientes diámetros de bombas compatibles con la pedalera escogida:

- Modelo AP-CP2623-90 de 15,9 mm
- Modelo AP-CP2623-91 de 17,8 mm
- Modelo AP-CP2623-92 de 19,1 mm

Se escoge la bomba de 15,9 mm y se calcula la presión máxima que genera:

$$AP_H = \frac{F_n}{A} = \frac{1179,7}{\pi \cdot \frac{(15,9^2)}{4}} = 5,94 \text{ MPa}$$

Como se puede comprobar la presión que genera la bomba es superior a la mínima requerida por el sistema $5,94 \text{ MPa} > 5,67 \text{ MPa}$. Por tanto queda garantizado el suministro de líquido de frenos a la presión requerida.

2.2.2. DIMENSIONADO DE LA BOMBA DE FRENO DEL EJE TRASERO

Como en el caso anterior, la manera de operar es idéntica, con la salvedad de que hay que tener en cuenta los valores relativos al eje trasero

El elegido es Brembo, el modelo de pinza es el P/N XA5.C2.01/02, cuya área es $49,13 \text{ cm}^2$ para los 6 pistones.

A continuación, en la tabla 10, se describen las características técnicas de la pinza de freno elegida:

Datos de la pinza de freno trasera BREMBO P/N XB0.L2.11/14 4 PISTONES	
Tamaño de los pistones (3 por cara)	28-36 mm
Tamaño de los discos de freno instalables	355mm
Sección de las pastillas (ambas caras)	63 cm^2
Peso de la pinza	2,35 kg

Tabla 10: Pinza de freno Brembo escogida para el eje delantero.

De apartado anterior se obtuvo la fuerza necesaria normal en una pastilla delantera es:

$$F_{nt} = 13.575,70 \text{ N}$$

La presión de fluido (líquido de freno) es:

$$P_H = \frac{F}{\pi \cdot \frac{\sum d^2}{4}}$$

Dónde, d son los diámetros de los pistones de la pinza delantera escogida

$$P_H = \frac{13.575,70}{\pi \cdot \frac{(28^2 + 32^2 + 38^2)}{4}} = 5,31 \text{ MPa}$$

La presión de fluido necesaria para obtener el par de frenado requerido debe ser 5,31 MPa.

Un vez conocido este dato de la presión requerida en el

$$A = \frac{F_n}{P_H} = \frac{1179,7}{5,31} = 222,15 \text{ mm}^2$$

La sección de la bomba requerida para obtener la presión de 5,31 MPa en el eje delantero deberá ser 222,15 mm², por tanto el diámetro mínimo requerido por la bomba delantera deberá ser:

$$d_d = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = 16,7 \text{ mm}$$

Conocido el dato del diámetro, se acude al catálogo del proveedor y como en el caso anterior, la bomba escogida es la misma, por tanto, el diámetro es de 15,9 mm y se calcula la presión máxima que genera de 5,94 MPa, por tanto superior a la mínima requerida.

2.2.3. INSTALACIÓN DEL REPARTIDOR DE FRENADA TRASERO

Para poder sacar el máximo partido al vehículo de competición, es necesario adoptar un repartidor de frenada ya que no en todas las circunstancias se puede aprovechar la máxima capacidad de frenada del eje trasero. En cambio la máxima capacidad de frenado del eje delantero queda determinada por la fuerza de frenado del conductor, siendo su sensibilidad la que lleve al eje delantero a las proximidades del bloqueo (para obtener el máximo coeficiente de fricción). Por tanto, y volviendo, al repartidor de frenada, este actuará como una válvula que reduce la presión de líquido a la salida de la misma.[20]



Figura 58: Repartidor de frenada de AP Racing, regulable en 7 posiciones mediante el giro de la palanca a través de su punto de giro (0-180°)

Las leyes de funcionamiento de estos repartidores son las siguientes, que se puede ver en la figura 59, entrando con la presión en bares (en el caso que ocupa la presión a la salida de la bomba trasera es de 5,94 MPa, por tanto 59,4 bar) en el eje abscisas (X) y en dirección vertical hasta el punto de contacto con la línea de la 7. Este punto en el eje de coordenadas correspondería con una presión a la salida de 60 bar.

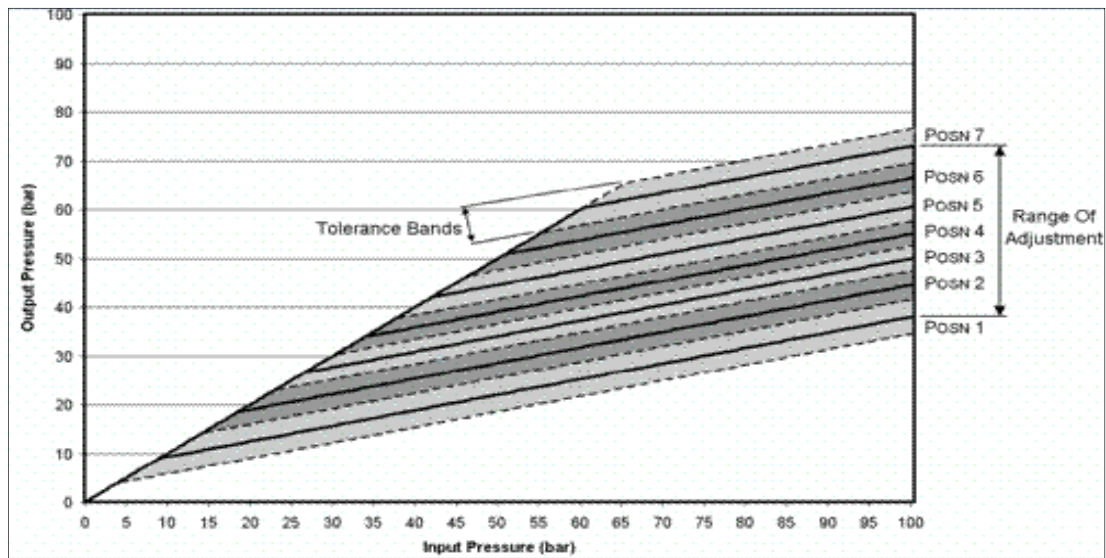


Figura 59: Gráfico que recoge las posibilidades de regulación de la presión de salida del fluido a su paso por el repartidor de frenada.

Por tanto, para el caso de que la máxima adherencia disponible se la calculada en el supuesto de máxima carga aerodinámica, el sistema de frenos podrá estar con el repartidor situado en el punto 7, sin que este sufra una caída de presión.

2.2.4. CONFIGURACIÓN DEL REPARTIDOR DE FRENADA TRASERO

En la marcha del vehículo, no siempre se puede aplicar la máxima capacidad de frenado. Para ello, se calcula la posición de repartidor cuando la adherencia del eje trasero no es óptima, es decir, en el caso de que la fuerza ejercida por el alerón trasero fuera nula.

Recuperando los valores de máxima capacidad de frenado en la hipótesis supuesta, se tiene que el par de frenada es de:

$$T_t = \mu_{max} \cdot R_t = 1,25 \cdot 3833,69 = 4792,11 \text{ N}$$

$$M_t = T_t \cdot r_t = 4792,11 \cdot 0,355 = 1701,19 \text{ N} \cdot m$$

Fuerza normal de accionamiento:

$$F_{nt} = \frac{\frac{1701,19}{2} \cdot 1633,82 \cdot 3 \cdot (0,172^2 - 0,117^2)}{0,49 \cdot 4 \cdot (0,172^3 - 0,117^3)} = 5675,88N$$

$$P_H = \frac{5675,88}{\pi \cdot \frac{(28^2 + 32^2 + 38^2)}{4}} = 2,22 MPa$$

La presión que requiere el sistema para poder obtener el par requerido en el eje es de 22,2 bares. Por tanto, esa deberá ser la presión a la salida del repartidor de frenada.

Nuevamente, entrando en la gráfica de la figura número 59 con la presión de 22,2 bares y buscando en el eje de abscisas la presión a la salida de la bomba (59,4 bares) obtenemos que la línea que más se ajusta con requerimiento es el punto 2 del repartidor de frenada. Con lo cual todavía quedaría un punto por debajo (el punto 1) para situaciones de adherencia aún más precarias.

2.3 OTROS COMPONENTES DEL CIRCUITO DE FRENOS

En anteriores apartados que engloban el sistema de frenos, se ha mencionado componentes como los discos, pastillas, pinzas, bomba, repartidor de freno. Para que el sistema funcione también es necesaria la participación de los siguientes componentes:

- **Líneas de conducción de fluido o latiguillos.**

De material metálico, se instalarán tuberías rígidas en la carrocería o zonas que pertenezcan a la masa suspendida del vehículo, mientras que en las zonas que pertenezcan a las masas no suspendidas se instalarán tuberías metálicas flexibles.

- **Líquido de frenos.**

Las altas exigencias de la competición recomiendan un fluido de frenos capaz de mantener un comportamiento estable con la alta temperatura a la que estará sometido.

El fluido de frenos en sí no coge temperatura por sí solo si no mediante un proceso de transferencia de calor por conducción que sigue el camino de disco-pastilla-pinza. A través de las partes metálicas se produce la transferencia de calor al fluido.

El fluido empleado será un AP Racing 660, las características del líquido eleva la temperatura de ebullición a los 320°. El líquido debe ser cambiado cada 5000 Km y debe ser purgado el sistema de frenos después de cada sesión de entrenamientos o carrera.

- **Vaso de expansión de líquido de frenos.**

El vaso de expansión de líquido sirve para mantener el suministro de líquido a la entrada de la bomba de freno. También debe tener el suficiente volumen para poder absorber el aumento de volumen del líquido después de un aumento de temperatura.

3. MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN. CÁLCULO DE ELEMENTOS ELÁSTICOS E HIDRÁULICOS.

La utilización de un vehículo de calle en competición exige de una serie de mejoras para adaptarlo a las nuevas necesidades. El reglamento de campeonato de España de GT, permite la modificación de cualquier componente de la suspensión.

Las suspensiones del vehículo de partida son propias de un vehículo de calle, y aunque tiene un perfil deportivo, no dejan de ser un compromiso de búsqueda de confort y un desgaste regular de la banda de rodadura. En el vehículo de calle se pretende trabajar con una geometría de suspensión en la que el neumático trabaje muy vertical, con valores de ángulo de caída menores de 1° y que prácticamente se conservan a lo largo del recorrido vertical de la rueda en los movimientos de compresión-extensión.

Para el modelo objeto de estudio, el vehículo de competición, la marca ha homologado a través de la ficha FIA GT3 unos nuevos triángulos de suspensión que le confieren una geometría de suspensión nueva. La geometría de la suspensión nueva es la misma arquitectura que la de serie, en ambos trenes de rodaje, son triángulos superpuestos. La nueva suspensión modifica las cotas permitiendo una unión con el subchasis más eficaz. También se modifica el subchasis de origen por uno optimizado como se describe a continuación. [33]

3.1 SUSTITUCIÓN DEL SUBCHASIS DELANTERO

El principal sustentador de los elementos inferiores de la suspensión delantera es sustituido por una nueva estructura (subchasis). Está fabricado en acero para obtener una mayor rigidez estructural y con perfiles de sección redonda, para obtener un mejor compromiso entre ligereza y rigidez, ver figura 60.

Con este nuevo subchasis se pretende poder montar los elementos de la suspensión de manera que se saque un mayor aprovechamiento a los neumáticos.

El triángulo inferior se ve modificado en su posición, para poder obtener un mayor avance de la rueda que repercute en un mayor ángulo de caída de la rueda interior a medida que la dirección está girada.

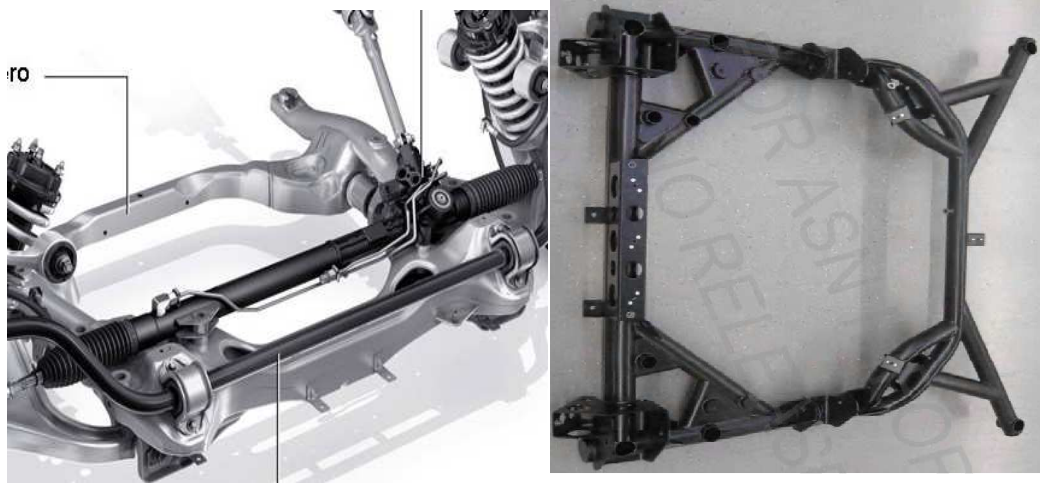


Figura 60: Subchasis delantero. A la izquierda el de serie, a la derecha el modificado para competición.

3.2 SUSTITUCIÓN DE LOS TRIÁNGULOS DE SUSPENSIÓN DELANTERA

Los triángulos delanteros son sustituidos por unos de nuevos de nuevas dimensiones. El triángulo superior es más pequeño, lo que permite a la rueda tomar una nueva geometría de caídas y convergencias.



Figura 61: Triángulo de suspensión delantera. Vista lateral frontal y lateral trasera.

La nueva geometría de la suspensión, con los nuevos cambios, queda:

Geometría de suspensión delantera	
Alineación de eje	-5 mm + 5 mm
Caída o Camber	+ 0,5° / - 5,5 °
Avance o Caster	9° / 15°

Tabla 11: Geometría de suspensión delantera

3.3 SUSTITUCIÓN DE LOS TRIÁNGULOS DE SUSPENSIÓN TRASERA

En la parte trasera, los cambios son homólogos, se homologa una nueva suspensión, que, no varía los puntos de pivotamiento de los brazos y tirantes.

Los triángulos de suspensión son de aluminio al igual que la mangueta que cierra el cuadrilátero deformable que da origen al nombre de la suspensión. El objetivo es minimizar la masa de las piezas que forman parte de las masas no suspendidas para reducir las inercias y obtener un mejor trabajo de la suspensión a la hora de copiar las irregularidades de la pista.



Figura 62: Triángulo de suspensión trasera. Vista lateral delantera y trasera.

Las nuevas cotas de suspensión trasera, después de la modificación queda de la siguiente manera como se puede ver en tabla 11.

Geometría de suspensión trasera	
Alineación de eje	$-5\text{ mm} + 5\text{ mm}$
Caída o Camber	$+ 0,5^\circ / - 4,5^\circ$
Avance o Caster	$9^\circ / 15^\circ$

Tabla 12: *Geometría de suspensión delantera*

3.4 CÁLCULO DE ELEMENTOS ELÁSTICOS

De acuerdo con el reglamento específico del campeonato del Campeonato de España de GT, que basa su redacción en el artículo 257-A (extensión perteneciente a la sub-categoría GT3), la redacción de dicho artículo enuncia los siguientes puntos a tener en cuenta en el diseño de la suspensión según el artículo 10. [27]

- **Art. 10.1** Todas las piezas e los ejes (brazos, triángulos de suspensión, portamanguetas, buje de rueda, sub-chasis y barras transversales) así como la posición de los centros de los puntos característicos, deben cumplir con la ficha de homologación o ficha técnica.

Los componentes de la suspensión (muelles, amortiguadores, barras anti-balanceo) son libres, pero la posición de sus puntos característicos (anclaje, longitudes de bieletas, etc...) deben cumplir con su ficha de homologación.

- **Art. 10.1.1** El ajuste de los muelles, amortiguadores y barras antivuelco desde el interior está prohibido. No se permite conexión alguna entre los amortiguadores. Los amortiguadores de inercia (mass dumper están prohibidos).
- **Art. 10.2** Cualquier sistema de suspensión activa, controlado o no por el piloto y designado para ajustar la altura al suelo ya sea a vehículo parado o en movimiento, está prohibida.

A continuación se procede al cálculo de los muelles que figuran en la ficha FIA de homologación del vehículo, los cuales figuran en la siguiente imagen:

El sistema de suspensión delantero que equipa el vehículo está compuesto por un sistema de dobles triángulos superpuestos. Los triángulos están a diferentes alturas, tal y como se puede ver la figura 53. Dos vértices de cada triángulo hacen las veces de bisagra y el tercer vértice une el triángulo inferior con el superior. El conjunto muele amortiguador como se puede ver en la figura 53 va fijado en su parte superior a chasis del coche, es decir, a la masa suspendida. El otro extremo, el inferior, va fijado a la mangueta, es decir a la masa no suspendida. [33]

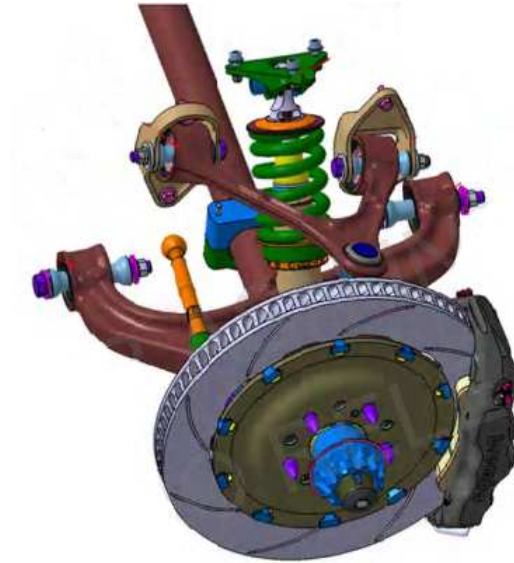


Figura 63: *Imagen generada por DAC de la suspensión delantera formada por triángulos superpuestos.*

El muelle (parte elástica) y el amortiguador (parte hidráulica) son concéntricos y forman parte de un mismo conjunto.

Los muelles homologados en la ficha FIA son cuatro, dos para la parte trasera y dos para la parte delantera, que se pueden combinar entre sí para dar lugar a tres set-up distintos en función de las necesidades del circuito, las condiciones climatológicas o del feeling del piloto con el vehículo.

Los muelles del KIT 1 homologado, tiene las siguientes características, las cuales se han utilizado para el cálculo del sistema de suspensión:

KIT de muelles 1		
Características constructivas	Eje delantero	Eje trasero
Diametro del hilo (d_h)	13,39 mm	15,75 mm
D.exterior (D_{ext})	79,18 mm	84,01 mm
Nuero de espiras (N)	5,4	8,67
Longitud máxima libre (L_{max})	134 mm	234 mm
Modulo de cortadura (G)	79.500 MPa	
Resistencia de cizalladura(R_c)	1.118 MPa	

Tabla 13: *Características mecánicas del KIT 1 de muelles de suspensión del Mercedes SLS AMG GT3*

Los muelles del KIT 2 homologado, tiene las siguientes características, respecto al set 1 varía los muelles del eje delantero, aumentado el diámetro exterior ligeramente, como consecuencia de una variación del diámetro de la espira en 0,79 mm.

KIT de muelles 2		
Características constructivas	Eje delantero	Eje trasero
Diámetro del hilo (d_h)	12,6 mm	15,75 mm
D.exterior (D_{ext})	79,36 mm	84,01 mm
Nuero de espiras útiles (N)	5,4	8,67
Longitud máxima libre (L_{max})	134 mm	234 mm
Modulo de cortadura (G)	79.500 MPa	

Tabla 14: Características mecánicas del KIT 2 de muelles de suspensión del Mercedes SLS AMG GT3

Los muelles del KIT 3 homologado, tiene las siguientes características, que se ven reflejadas en la siguiente tabla, número 14, en la que manteniendo el muelle delantero del KIT 1, lo combina para un muelle con un menor diámetro de espira en el eje trasero.

KIT de muelles 3		
Características constructivas	Eje delantero (M_d1)	Eje trasero (M_t2)
Diametro del hilo (d_h)	13,39 mm	15,24 mm
D.exterior (D_{ext})	79,18 mm	83,46 mm
Nuero de espiras útiles (N)	5,4	8,7
Longitud máxima libre (L_{max})	134 mm	237 mm
Modulo de cortadura (G)	79.500 MPa	
Resistencia de cizalladura (R_c)	1.118 MPa	

Tabla 15: Características mecánicas del KIT 3 de muelles de suspensión del Mercedes SLS AMG GT3

Los muelles homologados tienen que ser acordes para las exigencias a las que va a estar sometidos. A través de esta serie de cálculos se verá si están suficientemente dimensionados o si por el contrario hay que optar por otras características constructivas. [15]



Figura 64: Muelle de suspensión instalado en el tren delantero de un Mercedes SLS AMG GT3.

En primer lugar se calcula la rigidez de los muelles, esta característica es la que marca la rigidez del sistema de suspensión. Un sistema de suspensión con unos muelles más rígidos podrá soportar una mayor carga de fuerza.

El muelle delantero del KIT 1, le tiene la siguiente rigidez:

$$K_1 = \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = \frac{13,39^4 \cdot 79500}{65,79^3 \cdot 5,4 \cdot 8} = 207,74 \text{ N/mm}$$

El muelle trasero del KIT 1, tiene la siguiente rigidez:

$$K_2 = \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = \frac{15,75^4 \cdot 79500}{68,26^3 \cdot 8,67 \cdot 8} = 221,75 \text{ N/mm}$$

El muelle delantero del KIT 2, tiene la siguiente rigidez:

$$K_3 = \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = \frac{12,6^4 \cdot 79500}{66,76^3 \cdot 5,4 \cdot 8} = 155,88 \text{ N/mm}$$

Muelle trasero del KIT 3, tiene la siguiente rigidez:

$$K_4 = \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = \frac{15,24^4 \cdot 79500}{68,22^3 \cdot 8,7 \cdot 8} = 194,07 \text{ N/mm}$$

Esta tabla resumen se exponen los resultados de manera más clara los muelles de suspensión disponibles:

Muelles de suspensión	Blando	Duro
Rigidez Eje delantero	155,88 N/mm	207,74 N/mm
Rigidez Eje trasero	194,07 N/mm	221,75 N/mm

Tabla 16: Resumen de las rigideces de los muelles de suspensión

Observando los resultados obtenidos, y para realizar los cálculos posteriores ya con datos del propio vehículo de estudio, escogemos, como elementos de suspensión que servirán de base para los cálculos, primeramente los muelles con los valores de rigidez más baja. Así, pues el muelle delantero será:

$$K_3 = 155,88 \text{ N/mm}$$

Y el valor de rigidez del muelle trasero que se usará de referencia para los cálculos:

$$K_4 = 194,07 \text{ N/mm}$$

3.4.1. ESTUDIO DE LA VALIDEZ DE LA UTILIZACIÓN DEL MUELLE K_3 EN EL EJE DELANTERO

A continuación se llevarán a cabo una serie de cálculos por la que se podrá determinar la validez de la utilización de los muelles de suspensión delantera escogidos. La validez de estos cálculos, realizados con el muelle menos rígido que corresponda a cada tren de rodaje conllevará que el muelle más rígido disponible para la suspensión delantera o trasera también será válido. [12], [15] y [18].

3.4.1.1 Cálculo del esfuerzo cortante máximo (EMC)

$$EMC = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot R_c}{8 \cdot D_m} = \frac{\pi \cdot 12,6^3 \cdot 1118}{8 \cdot 65,79} = 13349,14 \text{ N}$$

$$D_m = D_{\text{ext}} - d = 79,36 - 12,6 = 66,76 \text{ mm}$$

Dónde d es el diámetro de la espira del muelle

R_c es el módulo de cortadura del acero (MPa)

D_m es el diámetro medio del muelle

El esfuerzo cortante de un muelle tiene valor de 13.349,14 N. Como se tiene el valor del peso máximo que se puede llegar a generar sobre el eje delantero en una frenada, se puede obtener el coeficiente de seguridad del muelle respecto al peso extra generado durante la fase de frenada. Se introducirá el valor de la reacción máxima obtenida en el apartado 2.2.2, siendo este valor el peor y más exigente, para estar del lado de la seguridad.

$$K_c = \frac{EMC}{R_{d(B)}/2} = \frac{13349,14}{11187/2} = 2,38 > 1$$

Al ser mayor que 1, por tanto, se está del lado de la seguridad y el dimensionado es válido.

3.4.1.2 Carga máxima en función de la flecha del muelle

Se calcula la longitud mínima de muelle, también llamada longitud a bloque, que es:

$$L_{Min} = N \cdot d = 5,4 \cdot 12,6 = 68,04 \text{ mm}$$

Siendo N el número de espiras

Siendo f la flecha del muelle la diferencia entre la longitud máxima y mínima:

$$f = L_{Máx} - L_{Min} = 134 - 68,04 = 65,96 \text{ mm}$$

Por tanto, este resultado se interpreta como el recorrido máximo útil que tiene suspensión para realizar su trabajo en ausencia de cargas. Se recuerda que en este caso, el muelle está en ausencia de cargas. Un vez cargado el muelle (soportando su parte proporcional de peso) tendrá un nuevo recorrido de trabajo, como se verá más adelante.

La carga máxima que puede soportar el muelle será:

$$Q = f \cdot K = f \cdot \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = 65,96 \cdot \frac{12,6^4 \cdot 79500}{66,76^3 \cdot 5,4 \cdot 8} = 10283,46 \text{ N}$$

Siendo G el módulo de cortadura del acero escogido.

A la vista del resultado obtenido por el valor Q y comprándolo con el valor del esfuerzo cortante máximo obtenido, se puede ver que el coeficiente de seguridad queda:

$$K_{Qmáx} = \frac{EMC}{Q} = \frac{13349,14}{10283,46} = 1,29 > 1$$

Siendo el valor obtenido superior a 1, por lo que se considera el muelle suficientemente dimensionado para las cargas en las que se pudiese llevar el muelle al máximo de su compresión.

3.4.1.3. Torsión en función de las cargas fluctuantes

Se calcula con la siguiente expresión

$$T = K_w \cdot \frac{8 \cdot M \cdot 9,81 \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} = 1,31 \cdot \frac{8 \cdot 5594,5 \cdot 66,76}{\pi \cdot 12,6^3} = 622,84 \text{ MPa}$$

Siendo M , la masa proporcional K_w , el factor Wahl de corrección de esfuerzos en la zona interior de la curvatura del alambre. Debido a que los muelles de suspensión están sometidos a cargas que varían continuamente, usamos la ecuación con el factor Wahl.

$$K_w = \frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} = 1,31$$

El coeficiente de seguridad quedaría:

$$K_c = \frac{R_c}{T} = \frac{1118}{622,84} = 1,79 > 1$$

3.4.1.4. Cálculo de la deflexión estática y dinámica del muelle

- **Estático**

La deflexión estática se define como la compresión que sufre el muelle al estar instalado en vehículo y una vez que el coche está apoyado con sus cuatro ruedas en el suelo.

$$f_d = \frac{\left(\frac{P_{delt.dech}}{9,81} - M_{Ns}\right) \cdot 9,81}{K} = \frac{(394 - 53) \cdot 9,81}{155,88} = 21,46 \text{ mm}$$

Siendo M_{Ns} el valor en kg de las masas no suspendidas de un semieje delantero.

El recorrido útil de muelle será:

$$L_{\text{útil}} = L_{\text{máx}} - (f_d + L_{\text{mín}}) = 134 - (68,04 + 21,46) = 44,5 \text{ mm}$$

- **Dinámico**

El cálculo de la deflexión dinámica es idéntica al caso estático, con la salvedad de que hay que tener en cuenta que el peso soporta la rueda en la fase de frenada máxima.

$$f_{d''} = \frac{(R_{dd}/2 - M_{Ns} \cdot 9,81)}{K} = \frac{(11187/2 - 53 \cdot 9,81)}{155,88} = 32,54 \text{ mm}$$

Siendo R_{dd} el peso en Newton soportado por la rueda delantera de un semieje.

El recorrido adicional de compresión que sufre el muelle respecto de la posición en estático tiene un valor de:

$$32,54 - 21,46 = 11,08 \text{ mm}$$

El muelle se comprime 11,08 mm más debido a la transferencia de pesos producida como consecuencia de la frenada de 15m/s^2 .

El recorrido útil que le quedaría al muelle ante una eventual fuerza de compresión sufrida en plena frenada, como por ejemplo afrontar un bache similar a un saliente en el asfalto. En ese caso el recorrido para absorber esa irregularidad sería de:

$$L_{\text{útil}} = L_{\text{máx}} - (f_{d''} + L_{\text{mín}}) = 134 - (32,54 + 68,04) = 33,42 \text{ mm}$$

Hasta aquí se han realizado los cálculos relativos al muelle delantero. A continuación se demuestra la validez de los muelles traseros.

3.4.2. ESTUDIO DE LA VALIDEZ DE LA UTILIZACIÓN DEL MUELLE K₄ EN EL EJE TRASERO.

3.4.2.1 Cálculo del esfuerzo cortante máximo (EMC)

$$EMC = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot R_c}{8 \cdot D_m} = \frac{\pi \cdot 15,24^3 \cdot 1118}{8 \cdot 68,22} = 22.779,53 \text{ N}$$

$$D_{med} = D_{ext} - d = 83,46 - 15,24 = 68,22 \text{ mm}$$

Dónde d es el diámetro de la espira del muelle

R_c es el módulo de cortadura del acero (MPa)

D_m es el diámetro medio del muelle

El esfuerzo cortante de un muelle tiene valor de 22779,53 N. Como se tiene el valor del peso máximo que se puede llegar a generar sobre el eje trasero en una frenada, se puede obtener el coeficiente de seguridad del muelle respecto al peso extra generado durante la fase de frenada. Para este cálculo se coge el valor de la máxima carga aerodinámica, que es el más desfavorable, en este caso 9169,53 N

$$K_c = \frac{EMC}{R_t/2} = \frac{22779,53}{9169,53/2} = 4,96 > 1$$

Por tanto, se está del lado de la seguridad y el dimensionado es válido para el valor máximo de carga que se puede dar en la marcha del vehículo. Destacar que el elevado valor de coeficiente de seguridad habla del un correcto dimensionamiento con amplio margen.

3.4.2.2 Carga máxima en función de la flecha del muelle

Se calcula la longitud mínima de muelle, también llamada longitud a bloque, que es:

$$L_{Min} = N \cdot d = 8,7 \cdot 15,24 = 132,58 \text{ mm}$$

Siendo N el número de espiras

Siendo f la flecha del muelle, la diferencia entre la longitud máxima y mínima, es decir, el recorrido útil de muelle:

$$f = L_{Máx} - L_{Min} = 237 - 132,58 = 104,42 \text{ mm}$$

La carga máxima que puede soportar el muelle:

$$Q = f \cdot K = f \cdot \frac{d^4 \cdot G}{D_m^3 \cdot N \cdot 8} = 104,42 \cdot \frac{15,24^4 \cdot 79500}{68,22^3 \cdot 8,7 \cdot 8} = 20282,81 \text{ N}$$

Siendo G el módulo de cortadura del acero escogido.

A la vista del resultado obtenido por el valor Q y comprándolo con el valor del esfuerzo cortante máximo obtenido, se puede ver que el coeficiente de seguridad queda:

$$K_{Qmáx} = \frac{EMC}{Q} = \frac{22.779,53}{20282,81} = 1,12 > 1$$

Siendo el valor obtenido superior a 1, por lo que se considera el muelle suficientemente dimensionado para las cargas en las que se pudiese llevar el muelle al máximo de su compresión. Cabe destacar que el valor obtenido es menor que en el caso del muelle delantero. Llama la atención esto, ya que aunque siendo mayor el valor de EMC, el valor final del coeficiente de seguridad se ve reducido. Esto se debe a que el recorrido libre del muelle es mucho mayor en el caso del eje trasero y todo este valor de posible recorrido bajo carga hace que el muelle coja mayor valor de fuerza.

3.4.2.3. Torsión en función de las cargas fluctuantes

Se calcula con la siguiente expresión

$$T = K_w \cdot \frac{8 \cdot R_t / 2 \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} = 1,31 \cdot \frac{8 \cdot 4584,76 \cdot 68,26}{\pi \cdot 15,24^3} = 294,94 \text{ MPa}$$

El coeficiente de seguridad frente a la torsión quedaría:

$$K_c = \frac{R_c}{T} = \frac{1118}{294,94} = 3,79 > 1$$

Como puede observarse el valor es bastante alto, por lo que queda demostrado el dimensionamiento del muelle es suficiente.

3.4.2.4. Cálculo de la deflexión estática y dinámica del muelle

- **Deflexión estática**

$$f_d = \frac{(P_t/2 - M_{Ns} \cdot 9,81)}{K} = \frac{(3561 - 53 \cdot 9,81)}{194,07} = 15,67 \text{ mm}$$

Siendo M_{Ns} el valor en kg de las masas no suspendidas de un semieje delantero.

El recorrido útil de muelle respecto de la posición en estático será:

$$L_{\text{útil}} = L_{\text{máx}} - (L_{\text{mín}} + f_d) = 237 - (132,58 + 15,67) = 88,75 \text{ mm}$$

- **Deflexión dinámica**

El cálculo de la deflexión dinámica es idéntica al caso estático, con la salvedad de que hay que tener en cuenta que el peso soporta la rueda en la fase de frenada máxima.

$$f_d'' = \frac{(R_{t\text{-}delt.dcha}/2 - M_{Ns} \cdot 9,81)}{K} = \frac{(4584,76 / 2 - 53 \cdot 9,81)}{194,07} = 20,94 \text{ mm}$$

Siendo $R_{t\text{-}delt.dcha}$ el peso en N soportado por la rueda delantera de un semieje.

Como se puede apreciar, la deflexión del muelle es mayor que en la posición de equilibrio estático y en este caso la compresión del muelle sufre un acortamiento.

Tras esta nueva compresión, el recorrido útil que quedaría ante una eventual fuerza de compresión sufrida en plena frenada, como por ejemplo afrontar un bache similar a un saliente en el asfalto. En ese caso el recorrido para absorber esa irregularidad sería de:

$$L_{\text{útil}} = L_{\text{máx}} - (f_d'' + L_{\text{min}}) = 237 - (20,94 + 132,58) = 83,48 \text{ mm}$$

Tras esta serie de cálculos realizados sobre los muelle menos rígidos, se está en condiciones de afirmar que son completamente válidos para su uso en el vehículo de competición objeto de estudio así como los muelles más rígidos también lo son, ya que las cargas que actúan sobre ellos son de idéntica magnitud.

En la tabla 17, se muestra un resumen de las características mecánicas de los cuatro muelles de suspensión. Al igual que los cálculos efectuados en los muelles delantero (K_3) y trasero (K_4), se han realizado los cálculos pertinentes para los muelles más rígidos, así como se acompaña los resultados.

	Cte. Rigidez (N/mm)	EMC (N)	$K_{Q_{m\acute{a}x}}$	Long. útil Estático (mm)	Long. útil Dinámico (mm)
K_1 Delantero	207,74	16012,65	1,24	45,59	37,27
K_2 Trasero	221,75	26059,3	1,21	83,88	90,01
K_3 Delantero	155,88	13349,14	1,29	44,5	33,42
K_4 Trasero	194,07	22.779,53	1,12	88,75	83,48

Tabla 17: Resumen de las principales características de los muelles de suspensión de acuerdo con las particularidades del Mercedes SLS AMG GT3.

3.5 CÁLCULO DE AMORTIGUADORES

Para realizar el dimensionado de los amortiguadores se parte de la base de los cálculos anteriores relativos a los muelles, y los datos del fabricante de los amortiguadores homologados.

Los amortiguadores de la ficha FIA de homologación son unos KONI 2812 de competición, en la figura 65 pueden verse en detalle. Son unos amortiguadores ampliamente utilizados en numerosas disciplinas del automovilismo ya que permiten amplias posibilidades de configuración (se le pide al fabricante el rango de recorrido de suspensión) como de reglaje, con 8 posibilidades de ajuste en cada vía (extensión y compresión). El amortiguador tiene regulación de dos vías, compresión (Bump) y extensión (Rebound). [33]



Figura 65: Amortiguador KONI 2812. Los números de la imagen indican; 1: Rótula de unión a la copela, 2: Ruleta superior indicado con una B ajusta el paso del fluido hidráulico a compresión y la ruleta inferior (R) ajusta la extensión, 3: Asiento superior del muelle, 5: Cilindro fijo con la masa suspendida. El cuerpo inferior es el que se mueve con la masa no suspendida.

Para el cálculo de los amortiguadores nos apoyamos de la gráfica fuerza-velocidad de los amortiguadores y de datos característicos de suspensión, tanto delantera como trasera.

La masa suspendida (M_{sd}) por rueda tiene un valor de, la mitad del peso por eje menos la masa de las *masas no suspendidas*. [5]

$$M_{sd} = \frac{M_d}{2} - M_{Ns} = \frac{789}{2} - 53 = 341 \text{ kg}$$

$$M_{st} = \frac{M_t}{2} - M_{Ns} = \frac{727}{2} - 55 = 308 \text{ kg}$$

Una vez conocidas las masas suspendidas por cada rueda de cada eje (las ruedas del mismo eje tienen idéntico valor), calculamos el amortiguamiento crítico. [6]

En este caso, para el cálculo de amortiguadores, empleamos las rigideces de muelle de valor más elevado.

$$C_{CRI d} = 2 \cdot \sqrt{K_d \cdot M_{sd}} = 2 \cdot \sqrt{207,74 \cdot 10^3 \cdot 341} = 16833,22 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

$$C_{CRI t} = 2 \cdot \sqrt{K_t \cdot M_{st}} = 2 \cdot \sqrt{221,75 \cdot 10^3 \cdot 308} = 16528,64 \text{ N} \cdot \text{s/m}$$

Se toma como velocidad de funcionamiento dos velocidades, una, la correspondiente a la baja velocidad de la suspensión (la relativa a las cargas en la suspensión producidas por las aceleraciones y las frenadas) y otra velocidad llamada alta velocidad de la suspensión (la relativa a la capacidad que tiene la suspensión para copiar el asfalto, está asociado a movimientos cortos y rápidos y su mejor representación es el paso por un plano que delimita los márgenes de la curva de un circuito.)

Los amortiguadores instalados son de dos vías, es decir, hay dos leyes de funcionamiento distintas en compresión y extensión y además son regulables mediante 8 posiciones o clicks predefinidas por el fabricante. Para el cálculo de los amortiguadores se ha optado por establecer dos hipótesis de funcionamiento:

- Baja velocidad de amortiguación: movimientos de la carrocería ante frenadas, aceleraciones y cambios de trayectoria.
- Alta velocidad de amortiguamiento: movimientos de las ruedas frente a sollicitaciones que se encuentra en la pista, como pequeños baches o el paso por los planos que delimitan el trazado de la pista de un circuito.

Para la baja velocidad se va a establecer la velocidad de funcionamiento a una velocidad nominal de 100 mm/s ya que es el rango establecido por el fabricante y del que disponemos de datos exactos.

Para la alta velocidad de funcionamiento, establecemos como velocidad nominal de funcionamiento 200 mm/s.

3.5.1. CÁLCULO DE AMORTIGUADORES PARA EL EJE DELANTERO.

La figura número 66, que se ve a continuación, incluye la gráfica proporcionada por el fabricante de los amortiguadores. En el caso de nuestro vehículo son los KONI 2812, como ya se explicó anteriormente. Esta gráfica se obtiene en un banco de ensayo con el amortiguador fuera del vehículo. Las líneas de colores representan las distintas posiciones en las que se puede regular la velocidad de compresión (mitad inferior de la gráfica) y la velocidad de extensión (mitad superior de la gráfica).

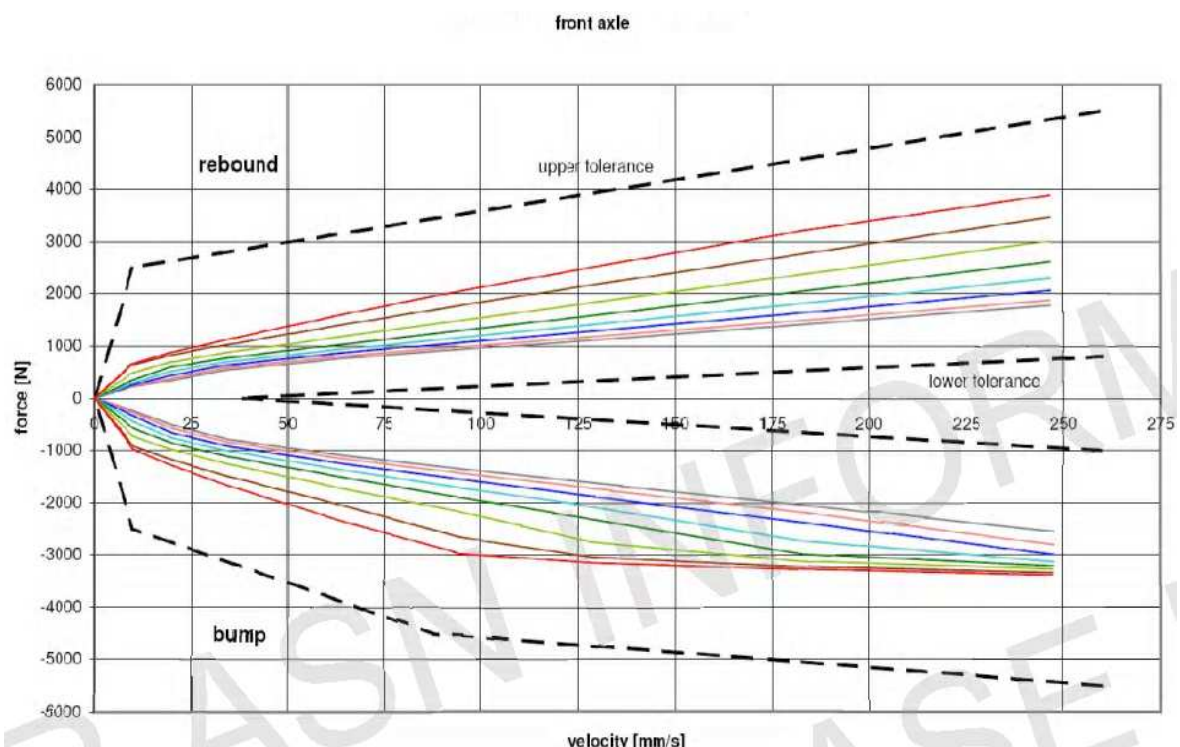


Figura 66: Eje delantero diagrama de Fuerzas del amortiguador en función de la velocidad del pistón.[33]

De la gráfica de los amortiguadores delanteros de la figura 66, se obtienen los siguientes datos de fuerzas en función de la velocidad del pistón.

AMORTIGUADORES EJE DELANTERO		Velocidad real del ensayo [mm/s]	Fuerza registrada en el ensayo [N]
Baja velocidad de funcionamiento 100 mm/s	Compresión	93,51	-1897,79
	Extensión	93,51	2982,76
Alta velocidad de funcionamiento 200 mm/s	Compresión	182,93	-2982,76
	Extensión	182,93	2049,00

Tabla 18: Valores de fuerza en función de la velocidad de amortiguación en el eje delantero.

La Fuerza de amortiguación se calcula como [6]:

$$F = - C \cdot V$$

Donde el signo negativo indica que la fuerza se opone al movimiento del pistón. Conocidos la fuerza y la velocidad, podemos calcular la constante de amortiguación.

Despejando la constante de amortiguación queda:

$$C = \frac{F}{V}$$

Se calcula en primer lugar las constantes de amortiguamiento con la ecuación anterior, entrando con la fuerza en Newton y la velocidad del pistón en unidades también del S.I., m/s, quedando los resultados como se reflejan en esta tabla resumen número 19:

AMORTIGUADORES EJE DELANTERO		Constante de amortiguamiento[N·s/m]
Baja velocidad de funcionamiento	Compresión	20294,72
	Extensión	31897,76
Alta velocidad de funcionamiento	Compresión	16388,79
	Extensión	11201,01

Tabla 19: Constantes de amortiguamiento de los amortiguadores de eje delantero.

Una vez conocida las constantes de amortiguamiento se calcula el coeficiente de amortiguación [6]. Los datos para el cálculo son; la masa suspendida del semieje. Para el eje delantero quedaría

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{C}{\sqrt{K \cdot M_s}}$$

Como los amortiguadores en los que se trabaja diferencia entre dos constantes de amortiguamiento en función del sentido de trabajo, el cálculo del coeficiente de amortiguamiento quedaría:

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI}} \right)$$

Particularizando la expresión, para el caso del eje delantero, quedaría:

$$\xi_d = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI\ d}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI\ d}} \right)$$

Este cálculo se realizará tanto para baja como para alta velocidad de amortiguación.

Quedando para baja velocidad de amortiguación:

$$\xi_{d.baja} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI d}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI d}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{20294,72}{16833,22} + \frac{31897,76}{16833,22} \right) = 1,55$$

Realizando la misma operación con los datos relativos a alta velocidad de amortiguación:

$$\xi_{d.alta} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI d}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI d}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{16388,79}{16833,22} + \frac{11201,01}{16833,22} \right) = 0,81$$

Para poder interpretar los resultados anteriores, es necesario conocer los límites en que se mueve el coeficiente de la suspensión en función del coeficiente de amortiguamiento. En la siguiente figura (67) se muestra cuatro curvas que corresponden a distintos valores de ξ . [5]

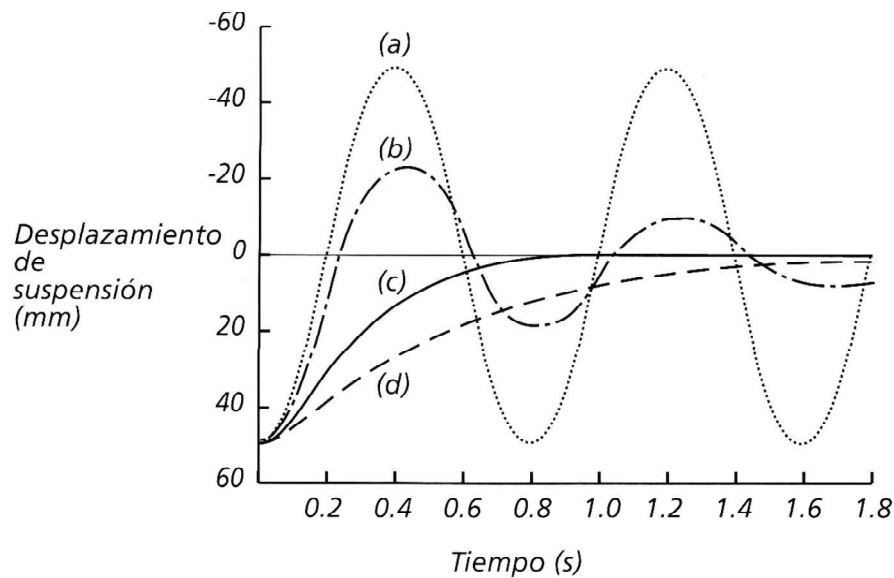


Figura 67: Gráfica de de curvas de coeficiente de amortiguamiento.

El factor o coeficiente de amortiguamiento se puede dividir en cuatro curvas que es la representación gráfica de la constante del amortiguador respecto a su coeficiente de amortiguamiento. El significado de los distintos valores del factor de amortiguamiento son:

$\xi = 0$ El sistema oscilará indefinidamente, no hay esfuerzo de amortiguación.

$\xi < 1$ El sistema está sub-amortiguado y la oscilación disminuirá lentamente. Es el comportamiento buscado en las suspensiones de competición.

$\xi > 1$ El sistema está sobre-amortiguado, la oscilación disminuirá demasiado rápidamente

$\xi = 1$ Amortiguación crítica. No hay oscilación. Las suspensiones de competición tiene que tener un reglaje con un valor por debajo de 1, pero cercano a su amortiguación crítica.

Una vez conocido los rangos de coeficientes de amortiguación, se puede valorar los resultados obtenidos anteriormente:

$$\xi_{d.baja} = 1,55$$

$$\xi_{d.alta} = 0,81$$

Como se puede comprobar, el eje delantero está sobre amortiguado, por lo que hay que corregir este comportamiento eligiendo un valor de constante de amortiguamiento menor. La manera de modificarlo es actuando sobre los clicks que tiene el amortiguador y pasando de click numero 5 a un valor menor. El valor de ξ para el eje trasero se puede considerar como válido ya que está en la zona sub-amortiguada.

Usando el click 3, cogiendo valores de la gráfica y realizando análogos cálculos que en el ejercicio anterior, se obtiene:

$$\xi_{d.baja} = 0,93$$

3.5.2. CÁLCULO DE AMORTIGUADORES PARA EL EJE TRASERO.

De la gráfica de los amortiguadores, obtenemos los siguientes datos de fuerzas en función de la velocidad del pistón.

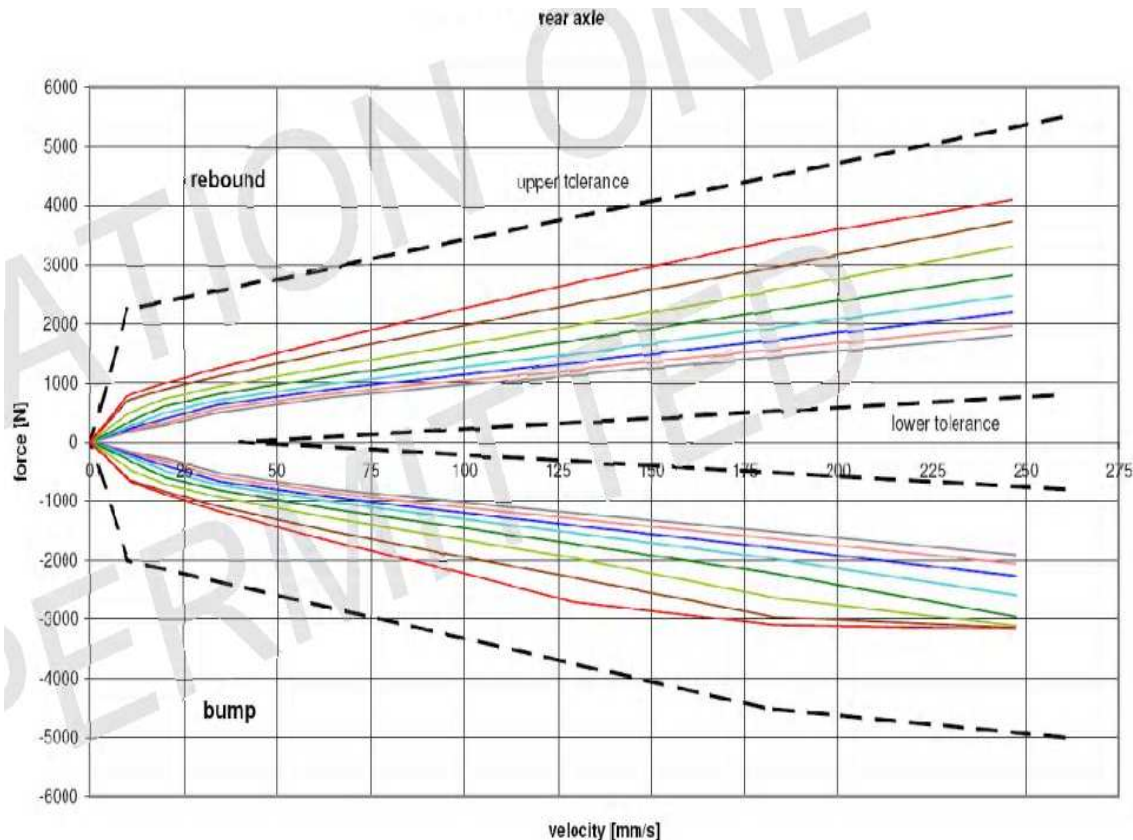


Figura 68: Eje delantero diagrama de Fuerzas del amortiguador en función de la velocidad del pistón.

AMORTIGUADORES EJE TRASERO		Velocidad real del ensayo [mm/s]	Fuerza registrada en el ensayo [N]
Baja velocidad de funcionamiento 100 mm/s	Compresión	94,02	-1403,28
	Extensión	94,02	1379,85
Alta velocidad de funcionamiento 200 mm/s	Compresión	183,03	-2224,07
	Extensión	183,03	2218,33

Tabla 20: Valores de fuerza en función de la velocidad de amortiguación en el eje trasero.

La Fuerza de amortiguación se calcula [5] como:

$$F = -C \cdot V$$

Donde el signo negativo indica que la fuerza se opone al movimiento del pistón. Conocidos la fuerza y la velocidad, podemos calcular la constante de amortiguación.

Despejando la constante de amortiguación queda:

$$C = \frac{F}{V}$$

Se calcula en primer lugar las constantes de amortiguamiento con la ecuación anterior, entrando con la fuerza en Newton y la velocidad del pistón en unidades también del S.I., m/s, quedando los resultados como se reflejan en este cuadro resumen:

AMORTIGUADORES EJE TRASERO		Constante de amortiguamiento[N·s/m]
Baja velocidad de funcionamiento	Compresión	14925,33
	Extensión	14679,13
Alta velocidad de funcionamiento	Compresión	12152,05
	Extensión	12120,69

Tabla 21: Constantes de amortiguamiento de los amortiguadores de eje trasero.

Una vez conocida las constantes de amortiguamiento se calcula el coeficiente de amortiguación [6]. Los datos para el cálculo son; la masa suspendida del semieje. Para el eje delantero quedaría

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{C}{\sqrt{K \cdot M_s}}$$

Como los amortiguadores en los que se trabaja diferencia entre dos constantes de amortiguamiento en función del sentido de trabajo, el cálculo del coeficiente de amortiguamiento quedaría:

$$\xi = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI}} \right)$$

Particularizando la expresión, para el caso del eje delantero, quedaría:

$$\xi_t = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI\ t}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI\ t}} \right)$$

Este cálculo se realizará tanto para baja como para alta velocidad de amortiguación. Quedando para baja velocidad de amortiguación:

$$\xi_{t.baja} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI\ t}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI\ t}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{14925,33}{16528,64} + \frac{14679,13}{16528,64} \right) = 0,89$$

Realizando la misma operación con los datos relativos a alta velocidad de amortiguación:

$$\xi_{t.alta} = \frac{1}{2} \left(\frac{C_{comp}}{C_{CRI\ t}} + \frac{C_{exp}}{C_{CRI\ t}} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{12152,05}{16528,64} + \frac{12120,69}{16528,64} \right) = 0,73$$

Como se puede comprobar el dimensionamiento de los amortiguadores en el punto o click 5 de partida es una buena base ya el amortiguador trabaja en el rango sub-amortiguado, dadas las características del reparto de masa y las constantes de muelles que hay instalados en el vehículo.

3.6 INSTALACIÓN DE BARRAS ESTABILIZADORAS

La modificación del sistema de suspensión, lleva consigo una serie de cambios que incluye los elementos elásticos como los muelles y elementos hidráulicos como los amortiguadores. Dentro de los elementos elásticos se incluye la barra estabilizadora. De las barras estabilizadoras de origen, se pasa a unas barras estabilizadoras adaptadas a los nuevos esfuerzos que son capaces de generar los neumáticos.

La barra estabilizadora tiene como misión estabilizar la masa suspendida frente a las acciones que se produzcan por un movimiento de balanceo. Estas acciones pueden ser debidas a la fuerza centrífuga originada por el paso de una curva, acciones aerodinámicas o excitaciones verticales que produzcan un par de vuelco lateral. En el caso que ocupa el vehículo estudiado, el fenómeno de la fuerza centrífuga predomina sobre lo demás.

Origen:

- Delantera 23 mm
- Trasera 22 mm

Para el eje delantero, la barra estabilizadora que sustituye a la original tiene las siguientes dimensiones descritas a continuación. En la figura 69 y 70 puede verse la estabilizadora delantera y trasera respectivamente.

- Diámetro de la sección central de la barra, $d = 50$ mm
- Longitud de la sección central de la barra, $L = 720$ mm
- Material: acero con valor de $G = 80.000$ MPa



Figura 69: Barra estabilizadora delantera

Para el eje trasero, la barra estabilizadora tiene las siguientes características constructivas:

- Diámetro de la sección central de la barra, $d = 30 \text{ mm}$
- Longitud de la sección central de la barra, $L = 600 \text{ mm}$
- Material: acero con valor de $G = 80.000 \text{ MPa}$



Figura 70: *Barra estabilizadora trasera*

3.7 MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Esta modificación va a tratar la sustitución de la cremallera. La principal diferencia radica en que el nuevo sistema de dirección es más directo, es decir, tiene una menor desmultiplicación. La cremallera homologada según la ficha FIA GT3 -028, es de la marca ZF-LENKSYSTEME de piñón y cremallera.



Figura 71: Cremallera de dirección modificada e instalada en el Mercedes SLS GT3 AMG.

La distancia entre rótulas se adapta a la nueva configuración del vehículo de carreras y pasa a ser de 944,8mm.

El ratio de desmultiplicación piñón-cremallera es de 60,4mm/rev.

La distancia entre las bieletas de la dirección es ajustable en un rango de 172-197mm. En la siguiente figura se puede ver una imagen de la misma detallando los puntos de referencia para tomar las medidas. Este ajuste permite variar la alineación del eje delantero relativo a su ángulo de convergencia (TOE), logrando variar el comportamiento virador de coche dejando las cota delantera abierta (divergente) o cerrada (convergente).



Figura 72: Bieletas de dirección. Ajuste de la cota de convergencia.

4. MODIFICACIÓN DE LAS PRESTACIONES

4.1 MODIFICACIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL MOTOR

Para poder participar en el campeonato de España de GT, es necesario adaptar las prestaciones del vehículo para adaptarse a la normativa de la competición. La disparidad de vehículos participantes, aunque guardan en común que todos parten de vehículos de calle de la categoría de deportivos, hacen que sea necesario establecer un mecanismo regulador. Entre los automóviles participantes, los hay más o menos ligeros, y más o menos potentes. El organizador del campeonato es el encargado de asegurar la igualdad competitiva. [26]

4.1.1. MODIFICACIONES EN LA PLANTA DE POTENCIA.

Para que haya la máxima igualdad posible entre los participantes del certamen, la dirección técnica de la carrera, según el artículo 5.2 de reglamento específico de campeonato de España de GT, se reserva el derecho a modificar las prestaciones de los vehículos participantes mediante dos métodos distintos:

Uno es el aumento de la masa del vehículo, para ello los equipos deben de poner lastres en distintas zonas del vehículo (normalmente en la posición en la que irían los pies del copiloto) para cumplir con una masa mínima al final de carrera. Esta orden de colocación de lastres está dictada por el director de carrera y es verificada por los comisarios técnicos del campeonato mediante pesaje.

El otro medio para equilibrar las prestaciones es mediante la limitación de gasto másico de aire en el colector de admisión del motor. Al disminuir el aire aspirado en el tiempo de admisión, el gasto másico de combustible necesario para mantener el dosado será menor y por tanto la potencia final desarrollada disminuirá.

Para ello, se montan unas bridas de diferentes diámetros, el caso del motor objeto de estudio, son dos bridas, una por cada bancada de cilindros al tratarse de un V8 de aspiración atmosférica.

En la figura 73, se puede ver los restrictores o bridas de admisión instalados, el diámetro de las bridas puede variar entre 38 y 32 mm a juicio del director técnico del campeonato.



Figura 73: Marcados en rojo, las bridas de admisión para limitar la entrada de aire de admisión al motor.

4.1.2. MODIFICACIONES DE LOS ANCLAJES DEL MOTOR.

La ubicación de motor no sufre cambios, pero los anclajes de origen, que son silent-blocks de caucho, son sustituidos por elementos rígidos metálicos. El objetivo es que el motor forme un solo cuerpo con el resto de coche. Que los movimientos de cabeceo del motor se transmitan a la carrocería para reducir al mínimo las pérdidas mecánicas. También tiene como objetivo limitar el movimiento de motor bajo fuertes aceleraciones de la carrocería para que tenga la menor inercia posible e influencia en la estabilidad.

4.1.3. MODIFICACIÓN EN LA GESTIÓN ELECTRÓNICA DE CONTROL DEL MOTOR.

La propia marca, Mercedes, suministra una centralita que se adapta a la nueva caja de cambios. La nueva de caja de cambios es una transmisión formada por árboles de engranajes, cuyo accionamiento es secuencial mediante levas tras el volante. El motivo de readaptar la electrónica deriva de que al usar una nueva caja de cambios robotizada, el piloto no tenga que levantar el pie del acelerador y sea la propia centralita la que ordene la acción de cortar la inyección.

4.2 SUSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS

El reglamento de la competición permite la sustitución de la caja de cambios de la versión de producción, por una caja de cambios modificada para su uso en competición.

El artículo 257-A de la FIA, en su sub-artículo número 7 permite la utilización de una caja de cambios homologada previamente ante la FIA. [27]

Esta caja de cambios homologada puede ser de accionamiento manual o robotizado y el embrague puede ser accionado automática o manualmente mediante un sistema neumático de mando de transmisión de la fuerza desde el pedal de embrague. Uno de los artículos del reglamento marca que la posición neutral pueda accionarse aunque el motor este parado.

La caja de cambios homologado por Mercedes se clasifica como una caja de cambios de árboles de engranes con accionamiento pilotado, mediante levas en el volante. La selección del sentido de la marcha y la posición neutral (N) de la caja de cambios se hace mediante una palanca ubicada en la consola central del habitáculo tal y como se puede ver en la figura 74. Una vez en marcha, la selección de marchas se realiza mediante las levas del volante.



Figura 74: *Accionamiento de la caja de cambios. Rodeado por un círculo, la leva de bajar marchas. Indicado mediante una flecha, la palanca de selección del sentido de la marcha y punto neutro.*

5. ACONDICIONAMIENTO INTERIOR

Para poder poner en pista un vehículo de acuerdo con la normativa del campeonato de España de GT, es imprescindible una modificación del interior del vehículo, el habitáculo.

Todos los accesorios superfluos y ajenos a la competición, son sustituidos y eliminados. Con respecto al equipamiento de seguridad del vehículo, se anulan los airbags, asientos de serie y cinturones. En su lugar se incluirán los asientos, arneses, equipos de antiincendios como extintores.

Todas estas modificaciones afectan a la seguridad preventiva.

5.1 SUSTITUCIÓN DE LOS ASIENTOS

El asiento o baquet utilizado en el vehículo está montado sobre raíles. Debido a las características de la competición de las carreras de resistencia en las que por reglamento, deban de participar dos pilotos, estos tienen necesidades distintas de espacio en el cockpit para pilotar de la manera más cómoda posible. Por tanto y debido a esta especial circunstancia que se da en este tipo de competición, es necesario un ajuste longitudinal de la banqueta para adaptarlo a las distintas necesidades de los distintos pilotos.

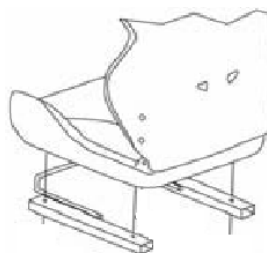


Figura 75: Baquet montado sobre raíles desplazables.

Los anclajes del asiento (raíles desplazables) van a su vez fijados directamente al chasis de la carrocería. Estos anclajes lo forman dos barras transversales como se puede ver en la figura número 76 que se colocan desde la pared del túnel central hasta la pared del habitáculo por debajo del marco de la puerta.

La colocación de estos adaptadores universales viene dirigida por el anejo J art. 253 de la FIA. Hay empresas especializadas que los venden ya fabricados o bien se pueden seguir las instrucciones de fabricación, antes mencionadas. En el caso que nos ocupa, serán compradas directamente a un distribuidor especialista en automovilismo de competición. El Anejo J del Art. 253 Art. 16, no pide la realización de ninguna comprobación de resistencia, tan solo es necesario la unión mediante tornillos.



Figura 76: Soporte homologado por la FIA para la fijación de asientos.

Los asientos, deberá fijarse a los soportes o adaptadores mediante 4 bulones de cómo mínimo 8mm y calidad 8.8. Las instrucciones de montaje y anclaje a la carrocería se resumen en la figura 77.

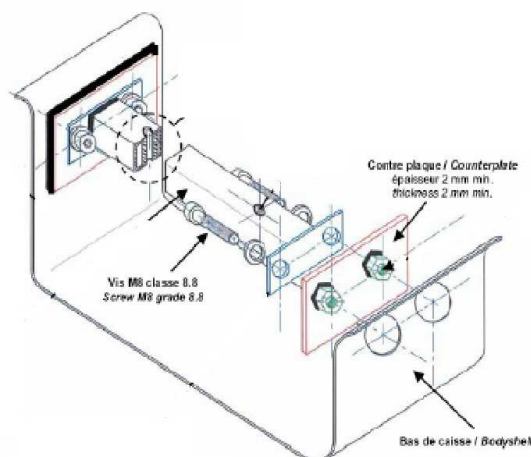


Figura 77: Anclajes homologados FIA para la sujeción de asientos.

5.1.1. Cálculo de tornillos de amarre de la base al asiento. Diámetro 8 mm. Calidad 8.8.



Figura 78: Asiento de competición tipo baquet elegido en el SLS GT3 AMG.

Los asientos escogidos, son unos baquets específicamente de competición de circuitos. Son muy ligeros gracias a su estructura de fibra de vidrio y van acochados en la zona en la que se ubica el piloto. Tiene orificios en la parte superior de su estructura para el paso de los cinturones de seguridad como los de la figura 78, a la altura de los hombros y la zona pélvica. El peso es de 7,8 Kg.

La unión de los asientos a los carriles desplazables y estos a su vez a los soportes FIA es a través de 4 tornillos. A continuación se calculan las uniones mediante los bulones. [16] y [13]



Figura 79: Carriles deslizantes del asiento instalado.

Al ser una unión que tiene un recorrido de asiento, carriles y soportes, y los carriles son desplazables, el cálculo de la unión de estos tornillos debe hacerse a tracción y a cortadura, la normativa indica que debe ser capaz de soportar una carga de 15.000 N de forma simultánea en cualquier dirección.

Comenzamos las comprobaciones con un tornillo de diámetro 8 mm y calidad 8.8.

5.1.1.1. Cálculo de la resistencia a tracción del tornillo:

- **Cálculo de la resistencia a tracción del tornillo**

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}}{1,25} = 22.583 \text{ N}$$

Dónde f_{ub} , es la resistencia última del tornillo en MPa

A_s , es el área resistente del tornillo, que es igual a $0,78 \cdot A$

- **Punzonamiento de la cabeza del tornillo:**

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{1,25} = \frac{0,6 \cdot 1,8 \cdot 8 \cdot 4 \cdot 410}{1,25} = 11.335,68 \text{ N}$$

t_p , espesor de la chapa bajo el tornillo

f_u , es la resistencia última del tornillo en MPa

5.1.1.2 Resistencia a cortante del tornillo:

Será la menor de la cortante de la sección transversal o el aplastamiento de la chapa

- **Resistencia de la sección transversal del tornillo**

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}}{1,25} = 25.079 \text{ N}$$

Dónde: f_{ub} , es la resistencia última del tornillo en MPa

n , es el numero de planos de corte que atraviesa el tornillo

- **Resistencia a aplastamiento de la chapa**

El espesor de la chapa es de 2.5mm y la tensión de rotura f_u es igual a 410 Mpa

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410 \cdot 8 \cdot 2,5}{1,25} = 16.400 \text{ N}$$

- **Solicitud Combinada**

Tal y como indica el anejo J, la unión debe poder resistir de forma simultánea los esfuerzos de tracción y cortadura, la expresión que verifica esto es la siguiente:

$$\frac{F_{t,Ed}}{F_{t,Rd}} + \frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} \leq 1$$

$$\frac{15000}{16400} + \frac{15000}{1,4 \cdot 11335,68} = 1,85$$

Por lo tanto, el amarre de los asientos a su soporte NO queda suficientemente dimensionada al resultar un valor de $1,85 > 1$.

5.1.1. Cálculo de tornillos de amarre de la base al asiento. Diámetro 16 mm. Calidad 8.8.

Una vez comprobado que el tornillo M10 y el M12, presentan un valor mayor que 1 en la comprobación a solicitud combinada, se prueba el siguiente tornillo de métrica normalizado. En este caso el tornillo es M16 y calidad 8.8.

Se procede a recalcular con un tornillo de métrica M16

5.1.1.1. Cálculo de la resistencia a tracción del tornillo:

La resistencia de cálculo a tracción será la menor de:

- **Cálculo de la resistencia a tracción del tornillo**

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}}{1,25} = 90.333,10 \text{ N}$$

Dónde f_{ub} , es la resistencia última del tornillo en MPa

A_s , es el área resistente del tornillo, que es igual a $0,78 \cdot A$

- **Punzonamiento de la cabeza del tornillo:**

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{1,25} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 1,8 \cdot 16 \cdot 2,5 \cdot 410}{1,25} = 44.492,5 \text{ N}$$

t_p , espesor de la chapa bajo el tornillo

f_{ub} , es la resistencia última del tornillo en MPa

5.1.1.2 Resistencia a cortante del tornillo:

Será la menor de la cortante de la sección transversal o el aplastamiento de la chapa.

- **Resistencia de la sección transversal del tornillo**

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = 2 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}}{1,25} = 100.370,11 \text{ N}$$

Dónde f_{ub} , es la resistencia última del tornillo en MPa

n , es el numero de planos de corte que atraviesa el tornillo

- **Resistencia a aplastamiento de la chapa**

El espesor de la chapa es de 2.5mm y la tensión de rotura f_u es igual a 410 Mpa.

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410 \cdot 16 \cdot 2,5}{1,25} = 32.800 \text{ N}$$

- **Solicitud Combinada**

Tal y como indica el anejo J, la unión debe poder resistir de forma simultánea los esfuerzos de tracción y cortadura, la expresión que verifica esto es la siguiente:

$$\frac{F_{t,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{1,4 \cdot F_{t,Rd}} \leq 1$$

$$\frac{15000}{32.800} + \frac{15000}{1,4 \cdot 44.492,5} = 0,69$$

Por lo tanto, el anclaje de los asientos calculados con un tornillo de M16 a su soporte SI queda suficientemente dimensionada al resultar un valor de $0,69 < 1$.

5.2 CINTURONES DE SEGURIDAD

Los cinturones o arneses de seguridad que se usarán son de seis puntos de anclaje con sus seis cintas de 3" de ancho. De los seis, dos pertenecen a los hombros, dos a la zona pélvica y dos para las piernas.



Figura 80: Arnese de seis puntos de anclaje con hebilla central

La legislación que regula los arneses, es el anejo J, artículo 253. En el punto Art. 6, se regula la instalación y límites de uso de los arneses.

Los ángulos máximos en la banda de los hombros no debe superar 45° respecto de la horizontal. En las bandas inferiores, tanto abdominal como pélvica, los ángulos máximos con relación al eje del asiento, no deben superar 20° divergentes o convergentes. Es imprescindible en pruebas de circuito, que el cierre rápido por hebilla.

En el caso que ocupa, las bandas de los hombros van fijadas a la barra horizontal de la parte trasera de la estructura antivuelco. En la figura 81 se puede ver el agujero pasante roscado practicado en la estructura antivuelco para la unión de la hebilla mediante el tornillo.

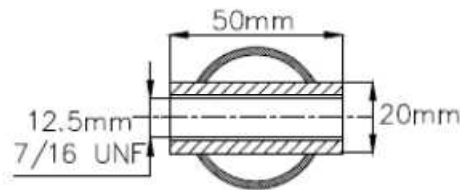


Figura 81: Corte del tubo horizontal, con el taladro practicado para la introducción de la argolla.

Cada punto de unión deberá resistir una carga de 14.700 N.

5.2.1. CALCULO DE LOS TORNILLOS DE AMARRE DE LOS CINTURONES DE HOMBROS

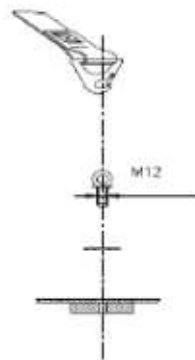


Figura 82: Detalle de la unión del cinturón con la argolla.

Según el tipo de amarre, los tornillos (argollas) de la zona de los hombros están sometidos a una combinación de cortadura y tracción. Los arneses de la zona pélvica son tornillos que se calculan a cortadura ya que su esfuerzo lo absorbe la práctica totalidad de la caña del tornillo. Para simplificar, y como todos los tornillos deben aguantar la misma carga, haremos el cálculo de solo una unión. El valor del espesor de la chapa bajo el tornillo es de 4mm.

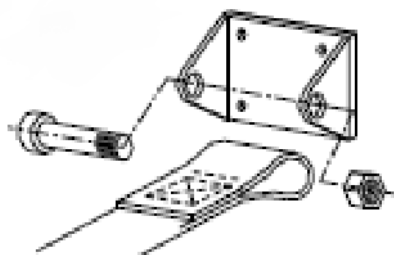


Figura 83: Anclaje de arnés para la zona pélvica.

La argolla de diámetro de rosca 12mm (marcada por reglamento), es de calidad 8.8. El punto debe resistir una carga de 14.700 N.

5.2.1.1 Cálculo de la tracción tornillo del arnés de los hombros

Será la menor de:

- **Cálculo de la resistencia a tracción del tornillo**

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 12^2}{4}}{1,25} = 50.786 \text{ N}$$

- **Punzonamiento de la cabeza del tornillo:**

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{1,25} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 1,8 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 410}{1,25} = 53.390,99 \text{ N}$$

El valor de entrada en la fórmula de resistencia combinada será el menor, en este caso, la de tracción del tornillo.

5.2.1.2 Resistencia a cortante del tornillo:

Será la menor de la cortante de la sección transversal o el aplastamiento de la chapa.

- **Resistencia de la sección transversal del tornillo**

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = 1 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 12^2}{4}}{1,25} = 28.229 \text{ N}$$

Dónde ; n , es el número de planos de corte que atraviesa el tornillo

- **Resistencia a aplastamiento de la chapa**

El espesor de la chapa es de 4mm y la tensión de rotura f_u es igual a 410 Mpa.

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410 \cdot 16 \cdot 4}{1,25} = 62.976 \text{ N}$$

5.1.1.3 Solicitación Combinada:

Tal y como indica el anejo J, la unión debe poder resistir de forma simultánea los esfuerzos de tracción y cortadura, la expresión que verifica esto es la siguiente:

$$\frac{F_{t,Ed}}{F_{v,rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{F_{t,rd}} \leq 1$$

$$\frac{14,700}{28,229} + \frac{14,7}{1,4 \cdot 50,786} = 0,72$$

Por lo tanto, el amarre de los asientos a su soporte queda suficientemente dimensionada al resultar un valor de $0,72 > 1$, por tanto, queda garantizada la resistencia de la unión.

5.2.1. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS PARA LOS ARNESES DE 2" DE ANCHO.

Este tornillo solo está sometido a cortadura. En la figura 83, se puede ver un esquema del tornillo. Se empleará un tornillo de M12. La fuerza de cortadura al ser el mismo diámetro y características de chapa que en el caso del cinturón de 3", los valores de los resultados obtenidos son idénticos.

La única excepción es el cálculo de la solicitud combinada, que se calcula a continuación:

$$\frac{F_{t,Ed}}{F_{v,rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{F_{t,rd}} \leq 1$$

$$\frac{0}{28,229} + \frac{14,7}{1,4 \cdot 50,786} = 0,21$$

Este valor es superior a los 14.700 N impuestos por la FIA en el artículo 6 de su anejo J del artículo 253.

5.3 CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE SUJECCIÓN DEL SOPORTE DEL EXTINTOR

El reglamento técnico del campeonato de España de GT remite al artículo 253-A salvo en lo relativo a la puesta en marcha exterior. El dispositivo de puesta en marcha exterior, combinado eventualmente con el interruptor de cortocircuitos y comandado por una sola palanca, debe estar situado en la base del parabrisas en el lado izquierdo.

Debe estar identificado con una letra “E” en rojo dentro de un círculo blanco con el borde rojo como el de la figura 84.



Figura 84: Pegatina que indica la existencia del agente extintor.

El extintor instalado debe estar de acuerdo con las listas o ficha técnica nº16 de la FIA. En esa lista figuran una serie de extintores homologados por la FIA. Entre ellos se ha elegido, uno que se adapta a las necesidades, el *OMP ECOLife* de 2,8l de agente extintor AFF.

La bombona de extinción se puede colocar en el maletero, en un plano horizontal, a condición que esté al menos a 300mm del borde más extremo del maletero. Se debe asegurar con un mínimo de dos abrazaderas y todo el sistema debe soportar una deceleración de 25 g.

Si el sistema de sujeción de la bombona debe soportar 25g de deceleración, cada abrazadera debe soportar 12,5. Esta a su vez está sujeta por dos tornillos.

Cada tornillo deberá soportar una deceleración de: $a = 12,5/2 = 6,25 \text{ g/tornillo}$

La masa del sistema abrazadera mas la bombona llena con el agente extintor es de 6,7 kg.



Figura 85: Extintor sujeto por dos abrazaderas.

La fuerza que debe resistir una unión es de:

$$F = 6,75 \text{ kg} \cdot 6,75 \text{ g} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 443,65 \text{ N}$$

Usando tornillos de calidad 8.8 y diámetro M6, se calcula la fuerza de tracción y cortadura que puede resistir la unión.

5.3.1. CÁLCULO DE LOS TORNILLOS DE AMARRE DE LAS ABRAZADERAS

5.3.1.1 Cálculo de la tracción de los tornillos de las abrazaderas.

Iniciamos los cálculos con tornillos de M6.

- La fuerza de tracción que resiste el tornillo es:

$$F_{t,rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}}{1,25} = 12696,64 \text{ N}$$

- La fuerza de punzonamiento queda:

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{1,25} = \frac{0,6 \cdot 3,14 \cdot 1,8 \cdot 8 \cdot 2,5 \cdot 410}{1,25} = 16684,68 \text{ N}$$

5.3.1.2 Resistencia a cortante del tornillo:

- La fuerza de cortadura que resiste el tornillo es:

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = 1 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 8^2}{4}}{1,25} = 70.53,69 \text{ N}$$

- Resistencia de aplastamiento de la chapa

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410 \cdot 8 \cdot 2,5}{1,25} = 29.520 \text{ N}$$

Al ser una unión en la que el tornillo se sujeta al bastidor del vehículo y pasa a través de la chapa de acero que forma parte del bastidor del soporte del extintor, se tiene que calcular el aplastamiento de la chapa, para comprobar, que esta es mayor que la fuerza de cortadura del tornillo.

Al ser el valor de aplastamiento de la chapa mayor que el valor de cortadura del tornillo, el valor de cortadura del tornillo marca el límite de fuerza de cortadura de la unión.

La resistencia combinada comparada con los valores de referencia exigibles a la unión, queda:

$$\frac{443,65}{12539,91} + \frac{443,65}{1,4 \cdot 7053,69} = 0,08 \gg 1$$

Queda demostrado que la unión resiste sobradamente una hipotética aceleración 25g en el conjunto de los cuatro pernos que amarran el extintor al chasis del vehículo, tal y como marca la reglamentación a la que se acoge.

Una vez calculada la unión del elemento principal del sistema de extinción, se desglosa el resto de elementos del sistema y su ubicación. En la figura 86 se puede ver los componentes que forman parte del sistema.



Figura 86: Componentes para extintores.

El sistema de extinción, además de la botella, está compuesto por:

- Conducciones metálicas (el plástico está expresamente prohibido) y racores para conexiones.
- Cables eléctricos para la activación del sistema, sensores y centralita de mando del sistema con protector aislante.
- Salidas del agente extintor repartidas por el habitáculo sin atacar directamente a las cabezas del piloto.
- Disparador manual

El interruptor manual debe poder ser accionado por el piloto desde el puesto de conducción. El interruptor externo debe de situarse cerca del interruptor de cortacorrientes, o accionarse simultáneamente.

5.4 MODIFICACIÓN DEL DEPÓSITO DE COMBUSTIBLE

El reglamento de campeonato de España de GT, remite al artículo FIA 257-A-2012 para tratar los aspectos relativos a la sustitución del depósito de combustible. El depósito sustituye al de origen y presenta mejoras en cuanto a capacidad; ya que cubica un mayor volumen, mejoras en cuanto a resistencia; al estar fabricado con unas paredes de acero de mayor espesor, y provisto de unas conducciones específicas para el paso de combustible de la boca situada en la parte lateral trasera de vehículo hasta el propio depósito.

El reglamento del campeonato remite a su vez en cuestiones relativas a depósitos de combustible a su reglamento de base, el artículo 257-A. [27]

El depósito de combustible es adquirido a un suministrador externo, y está de acuerdo con la normativa FIA FT3-1999 por lo que se le acredita como que ha superado las pruebas de compresión sin sufrir agrietamientos en su superficie, ensayos de punzonamiento, para evaluar su resistencia ante impactos que puedan provocar punzonamiento y derrames de líquidos en la pista por accidente y ensayos a desgarrar.

Para el repostaje de combustible en carrera se deberá optar por un depósito externo. Este depósito no debe estar provisto de un sistema de presión para introducir el carburante, por tanto el único medio para introducirlo es efecto de la gravedad.

Queda prohibida la instalación de tuberías o conducciones flexibles por dentro de habitáculo. Los conductos de combustible flexibles deberán tener un diámetro máximo de 2" (50,8 mm). El depósito de combustible y las tuberías quedarán en el maletero de vehículo. En la figura número 87 se puede ver el depósito de combustible instalado. Este depósito cumple con las normas FIA y usa los anclajes de origen. Va unido a la carrocería mediante tornillos.



Figura 87: Depósito de combustible homologado FIA.

En la siguiente figura, número 88, se puede ver el depósito de combustible y las conducciones del líquido.

Los numeros de la figura indican:

- (1) Racores de unión de tuberías
- (2) Manguera de retorno de combustible desde la rampa de inyección. Diámetro 38 mm
- (3) Racor de unión de tuberías
- (4) Válvula de paso de combustible de 38mm
- (7) Entrada de combustible
- (8) Depósito de combustible

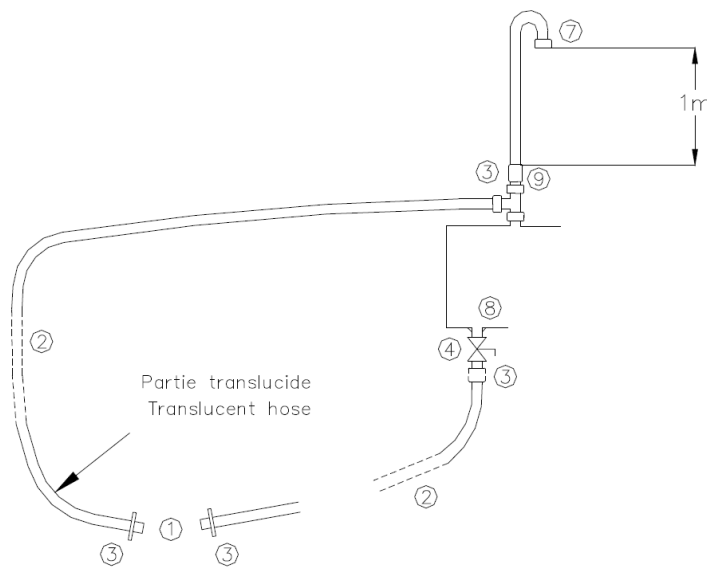


Figura 88: Esquema de depósito y conducciones de gasolina.

5.5 JAULA DE SEGURIDAD ANTIVUELCO

La parte más importante de cara a la seguridad de un automóvil de competición es la instalación de la jaula de seguridad antivuelco. La jaula de seguridad es una estructura multitubular, formada por tubos de sección circular que se unen unos con otros mediante soldaduras o uniones atornilladas. Esta estructura va anclada mediante tornillos a la carrocería del vehículo.

Tiene por objetivo evitar la deformación de la carrocería ante un accidente, ya sea por una fuerza lateral o por aplastamiento por vuelco.

También tiene otras funciones, no menos importantes. A pesar de que la instalación de la jaula representa un importante aumento de peso del vehículo, la rigidez que presenta es una ventaja de cara a la rigidez del conjunto del vehículo. En la preparación de los vehículos de competición hay que poner atención en los refuerzos de la carrocería, ya que depende en gran medida de esto, su comportamiento en curva. De la misma manera que se monta suspensiones sobre anclajes más rígidos para evitar la variación indeseada de las cotas de alineación de las ruedas, si la carrocería no se refuerza, esta puede torsionar de manera no deseada anulando el trabajo de la suspensión ya que la pisada de la rueda no sería la establecida en el estudio previo de las cotas.

La instalación de la jaula de seguridad es obligatoria, y puede ser de dos tipos:

- 1) Puede estar fabricada de acuerdo con el anejo J de la FIA
- 2) Puede estar homologada por un organismo independiente acreditando que cumple con los siguientes requisitos:

5.5.1. ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL

El acero escogido debe de ser acero para construcción de estructuras de seguridad con una resistencia de 700 MPa en tubos de dimensiones 45x2,5mm.

La jaula debe tener al menos los siguientes miembros estructurales: arco principal, arco delantero, dos tirantes uniendo los arcos, y diagonales (como muestra la figura 89) Cada pie de la jaula debe estar fijado mediante soldadura a una placa de 3mm.

A su vez esta placa deberá estar unida, por 3 tornillos en una placa de refuerzo de al menos 3mm de espesor, y de al menos 120 cm², que estará soldada a la carrocería. Los tornillos deben ser del al menos M8 y calidad 8.8 o superior. Las tuercas serán autoblocantes y dotadas de arandelas de bloqueo. Se puede ver un ejemplo en la figura 89.

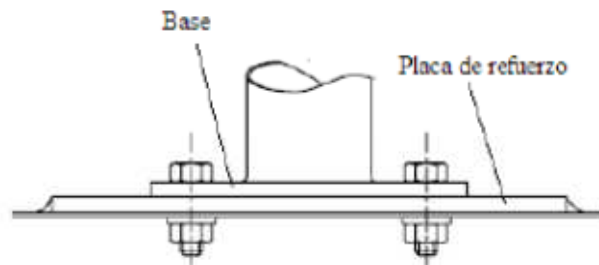


Figura 89: Unión de la Jaula de seguridad con la carrocería del vehículo mediante placa soldada y posterior atornillado.

5.5.2. PRUEBAS QUE DEBE SUPERAR EN LA HOMOLOGACIÓN

El arco principal (indicado mediante una flecha horizontal) debe resistir una carga de 7,5p daN (siendo P el peso del vehículo más la fuerza de 500 kg) aplicados durante 15 segundos. Esta carga no debe producir rotura ni deformación bajo carga superior a 50 mm.

Los ensayos sobre el arco delantero (indicado mediante una flecha vertical) deben resistir una carga de 3,5p da N (más la fuerza que ejerce una masa de 500 kg). La carga debe ser aplicada durante 15 segundos y no debe producirse ni roturas ni deformaciones superiores a 100mm.

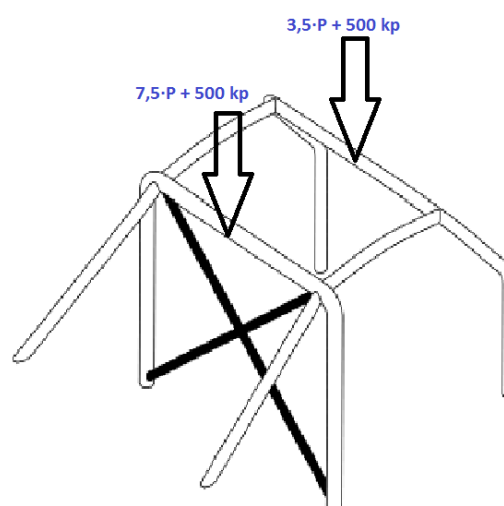


Figura 90: Jaula antivuelco indicando las cargas que debe soportar el arco principal y el delantero en las pruebas de homologación

Acogiendo al epígrafe 8.3.2.3 d del reglamento 253, al ser un vehículo de competición sin copiloto, la estructura mínima será:

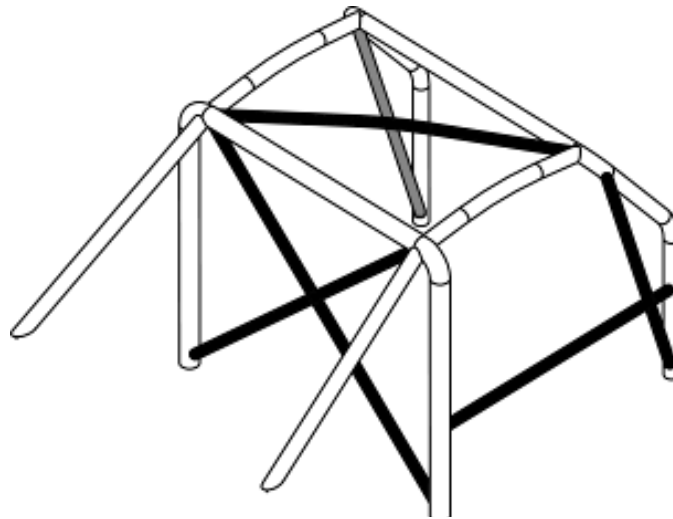


Figura 91: Unidades mínimas de la Jaula de seguridad para cumplir con el reglamento.

Como se puede ver en la figura 91, se incluye el refuerzo lateral horizontal y el refuerzo doble en diagonal que va desde el arco delantero hasta el pie de la estructura.

El resultado final montado en el vehículo es:



Figura 92: Jaula de seguridad antivuelco instalada en Mercedes SLS AMG GT3.

5.6 OTROS ACCESORIOS DEL INTERIOR

Siempre y cuando no se obstaculice el acceso y la salida del cockpit (ARTÍCULO 257-14.4) el único equipamiento autorizado en el cockpit es aquel necesario para:

- a. Conducción, incluyendo sistema de comunicación por radio.
- b. Confort: sistemas de refrigeración y calefacción.
- c. Reparaciones: herramientas (fijadas sólidamente al suelo)
- d. Equipamiento electrónico: los componentes electrónicos deben alojarse en cajas cuyas tapas estén fijadas por medio de tornillos o pernos y no puedan ser desmontadas sin herramientas.

El tablero de instrumentos y pedalier deben estar homologados por la FIA.

Con la excepción del sistema de radio, todos los controles y equipamiento (originales o no) necesarios para la conducción deben estar en el tablero de instrumentos y/o panel rectangular que deberá tener un área de, como máximo, 400 cm².

6. ACONDICIONAMIENTO EXTERIOR

A nivel externo, el vehículo de competición Mercedes SLS AMG GT3, no sufre grandes cambios en su fisonomía, salvo por la incorporación de un alerón de grandes dimensiones en la parte trasera sobre la tapa del maletero.

Ningún aspecto más sufre cambios, porque las dimensiones exteriores son idénticas, y el reglamento lo marca así. Ni vías, ni batalla, ni longitud exterior puede ser modificada. La parte delantera incluye flaps para redirigir el flujo de aire a los laterales.

Según el reglamento de la competición, en su artículo 3.3, el alerón trasero no puede exceder en dimensiones del ancho del vehículo. En cuanto a su colocación, no puede superar en altura la altura máxima del vehículo. En la cota longitudinal, el alerón no puede sobresalir de la parte trasera del vehículo en más de 300 mm.

6.1 CÁLCULO DE LAS FUERZAS QUE EJERCE EL ALERÓN TRASERO

En la figura 93 en su vista frontal trasera y la vista laterales puede ver el alerón trasero incorporado, de un solo plano, y sujeto por dos pilares verticales que terminan en su extremo inferior en que van anclados a la base del maletero mediante dos placas cuadradas que van atornilladas.

El alerón trasero genera una serie de fuerzas verticales y longitudinales que son necesarias conocer para el correcto dimensionado de las uniones la base del maletero.



Figura 93: Vista trasera alerón instalada en el Mercedes de competición.



Figura 94: Vista lateral del alerón trasero instalado en el Mercedes AMG GT3.

Conociendo las dimensiones del plano principal del alerón (es de un solo plano) y el tipo de perfil que es, podemos conocer de manera analítica mediante las ecuaciones de fluidos de capa límite las fuerzas resistivas que se aplican sobre el plano.[10]

El perfil se implementa como un NACA 4415, las condiciones de máxima carga aerodinámica se dan con la máxima velocidad teórica que puede alcanzarse y el máximo ángulo de ataque respecto del flujo de corriente. Los datos de la implementación del perfil son: [11]

Perfil NACA 4415	
Cuerda del perfil	305 mm
Envergadura	1990 mm
Ángulo de ataque máximo	12 °
Coefficiente de levantamiento (C_L)	1,4 a 12° de ataque

Tabla 22: Características técnicas del perfil aerodinámico instalado en el vehículo.

Conocidos las características del perfil, se puede calcular las fuerzas que genera el perfil aerodinámico o alerón sobre los anclajes en la chapa de unión en el bastidor del vehículo.

Las fuerzas que se generan son en dirección vertical y hacia abajo, y horizontal y en sentido contrario a la marcha del vehículo. [10] y [11]

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot C_L \cdot A \cdot V^2 \cdot \rho$$

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \cdot \rho$$

Donde, C_D y C_L es el coeficiente adimensional en dirección horizontal y vertical respectivamente.

A , es el área de la cara plana del perfil. Envergadura por su cuerda en m^2

V , es la velocidad relativa del fluido respecto del perfil en m/s

Los cálculos para obtener las fuerzas se van a realizar de manera que se mayores las cargas sobre los tornillos del alerón. Para que se pueda mayorar las cargas, es necesario obtener las mayores fuerzas F_d y F_L .

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot C_L \cdot A \cdot V^2 \cdot \rho = 0,5 \cdot 1,4 \cdot 0,305 \cdot 1,99 \cdot \left(\frac{300}{3,6}\right)^2 \cdot 1,22 = 3599,55 \text{ N}$$

La fuerza vertical descendente que genera el alerón es:

$$F_L = 3599,55 \text{ N}$$

El valor de la fuerza de resistencia aerodinámica al avance o drag se calcula conociendo el valor de C_d . Según la siguiente gráfica podemos conocer el valor de C_d (C_x en la gráfica) a partir de los valores de C_l .

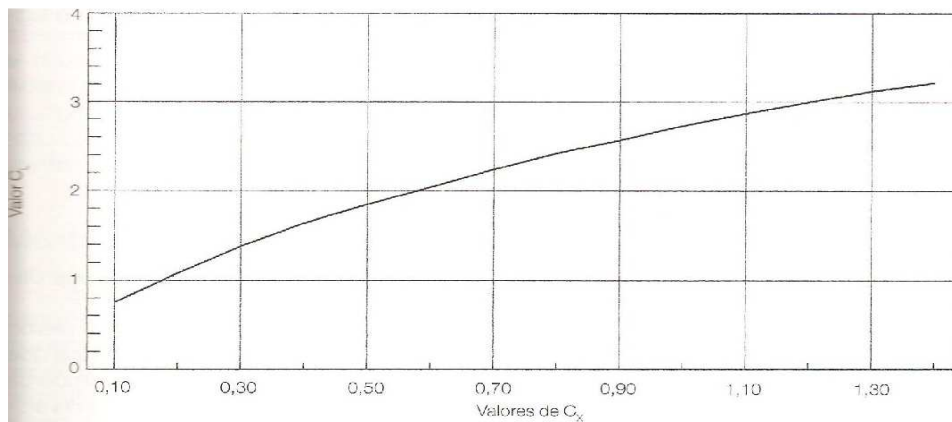


Figura 95: Gráfica C_x frente a C_l . [11]

De la gráfica se obtiene que el valor de C_d que se corresponde al C_l es de valor 0,33. Con este dato podemos calcular la fuerza de resistencia al avance en horizontal, el drag.

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot A \cdot V^2 \cdot \rho = 0,5 \cdot 0,33 \cdot 0,305 \cdot 1,99 \cdot (300/3,6)^2 \cdot 1,22 = 848,46 \text{ N}$$

La fuerza horizontal de arrastre es:

$$F_d = 848,46 \text{ N}$$

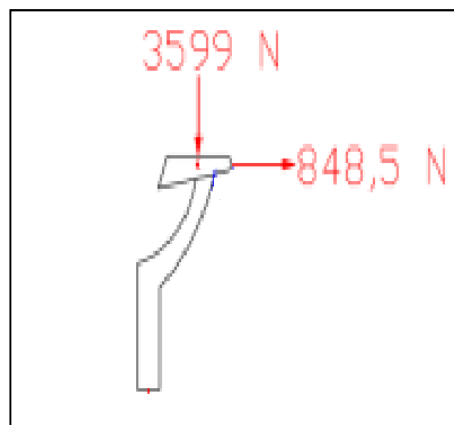


Figura 96: Alerón trasero completo con las fuerzas aplicadas en el centro de presiones.

Los pilares de alerón forman una sola pieza rígida con la placa que sirve de soporte en la base del maletero, por lo que los esfuerzos que se generan derivador de la corriente de aire

sobre el perfil, se transmiten íntegramente la base inferior cuadrada que se atornilla a la base del maletero.

Conocidos los valores de las fuerzas que actúan sobre el perfil, calculamos el momento que genera sobre la fibra neutra de la placa.

La distancia (d_1) del centro de presiones a la fibra neutra de la placa es de 224,3 mm en el plano horizontal. La distancia (d_2) del centro de presiones del perfil a la fibra neutra es de 571,5 mm en el plano vertical.

El momento sobre la fibra neutra, es la suma de los dos momentos que provocan ambas fuerzas, tanto la horizontal como la vertical.

$$M_T = M_D + M_L = F_D \cdot d_1 + F_L \cdot d_2 = 848,46 \cdot 0,571 + 3599,55 \cdot 0,224 = 1290,76 \text{ Nm}$$

El momento total producido en la fibra neutra por el par de fuerzas, tiene un valor:

$$M_T = 1290,76 \text{ Nm}$$

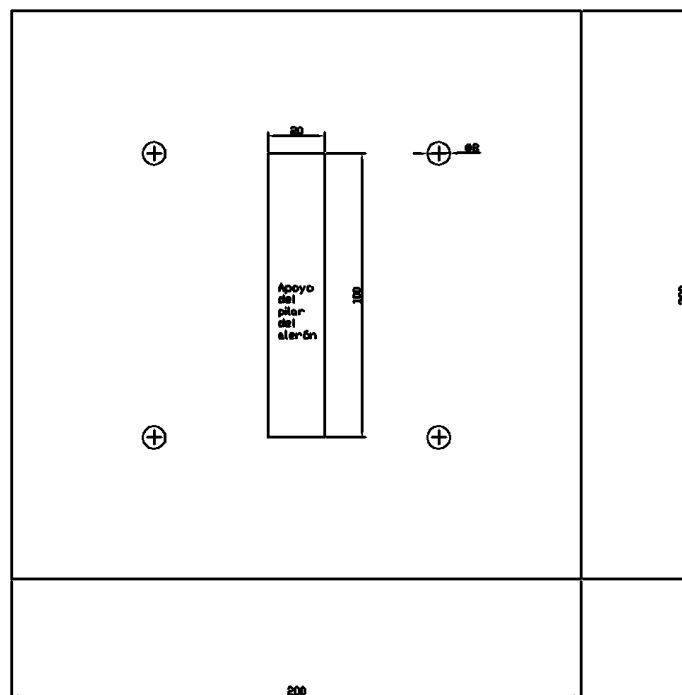


Figura 97: Placa en la que va soldado en alerón traro y anclado al suelo del maletero.

Una vez conocido el momento sobre la fibra neutra, el momento se reparte a un lado y a otro de la placa como una fuerza de tracción y una fuerza de compresión. La fuerza de tracción es absorbida por los dos tornillos de la placa más alejados del alerón y la fuerza de compresión es absorbida por la mitad de la sección de la chapa más cercana al alerón.

Se debe tener en cuenta que el alerón está formado por dos pilares, por lo que el momento M_T hay que dividirlo en dos. Ese valor resultante es el que se reparte entre los tornillos y la mitad de la chapa.

$$M_{cada\ placa} = \frac{M_T}{2} = \frac{1290,76}{2} = 645,38\ Nm$$

La fuerza de tracción total de cada chapa se calcula como el momento dividido entre la distancia entre las líneas de los tornillos.

$$F_t = \frac{M_{cada\ placa}}{2 \cdot d_t} = \frac{645,38}{2 \cdot 0,1} = 3226,9\ N$$

La fuerza de tracción mínima exigida a cada tornillo es de 3226,9 N

La fuerza de cortadura mínima exigida a cada tornillo será el resultado de dividir la fuerza horizontal de resistencia al avance entre los ocho tornillo que entran en juego (cuatro por cada placa).

$$Q = \frac{848,46}{8} = 106,07\ N$$

6.2 CÁLCULOS DE LOS TORNILLOS PARA EL ANCLAJE DEL ALERÓN

Partimos de tornillos de calidad 8.8 y diámetro “d” en mm desconocido. [13] y [16]

$$F_{t,rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}{1,25} = 3226,9\ N$$

Despejando d , obtenemos, $d = 3,02 \text{ mm}$, por tanto, se coge el tornillo normalizado inmediatamente superior, M 4.

Se calcula, una vez conocido el diámetro del tornillo de partida, la resistencia a tracción, cortadura y sollicitación combinada.

6.2.1. RESISTENCIA A TRACCIÓN DE TORNILLO

Resistencia a tracción de tornillo; será la menor de la resistencia a tracción de la sección de tornillo o bien el punzonamiento de la cabeza del tornillo.

- **Resistencia a tracción del tornillo**

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = \frac{0,9 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4}}{1,25} = 5642,95 \text{ N}$$

- **Punzonamiento de la cabeza del tornillo**

$$F_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot d_m \cdot t_p \cdot f_u}{1,25} = \frac{0,6 \cdot 1,8 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 410}{1,25} = 13346,61 \text{ N}$$

Toda chapa con uniones mediante tornillos pasantes a través del espesor de la chapa, está sometida a esfuerzos de desgarro del alma bien por tracción o bien por cortadura.

- **Resistencia a desgarro del alma:**

- **Cortadura**

$$F_{Alma,Rd} = \frac{f_y \cdot AN_v}{1,05 \cdot \sqrt{3}} = \frac{275 \cdot 282}{1,05 \cdot \sqrt{3}} = 41090 \text{ N}$$

- **Tracción**

$$F_{Alma,Rd} = \frac{f_u \cdot AN_t}{1,25} = \frac{410 \cdot 182}{1,25} = 59696 \text{ N}$$

6.2.2. RESISTENCIA A CORTANTE DEL TORNILLO

La resistencia a cortante del tornillo será la menor de la cortante de la sección transversal o el aplastamiento de la chapa

- **Resistencia de la sección transversal del tornillo**

$$F_{v,Rd} = n \cdot \frac{0,5 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{1,25} = 1 \cdot \frac{0,5 \cdot 800 \cdot 0,78 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4}}{1,25} = 3134,97 \text{ N}$$

- **Resistencia a aplastamiento de la chapa**

$$F_{t,Rd} = \frac{2,5 \cdot \alpha \cdot f_u \cdot d \cdot t}{1,25} = \frac{2,5 \cdot 1 \cdot 410 \cdot 4 \cdot 3}{1,25} = 9840 \text{ N}$$

Siendo el espesor de la chapa es de 3mm y la tensión de rotura f_u es igual a 410 Mpa

6.2.3. SOLICITACIÓN COMBINADA

$$\frac{F_{v,Ed}}{F_{v,Rd}} + \frac{F_{t,Ed}}{F_{t,Rd}} \leq 1$$

$$\frac{106,07}{3134,97} + \frac{3226,9}{1,4 \cdot 5642,95} = 0,44 < 1$$

Por tanto, queda demostrado que dimensionar un solo tornillo con sus esfuerzos correspondientes supone que el valor de la resistencia del tornillo es superior a la de los esfuerzos que recae sobre ellos. Por tanto la unión del alerón con 8 tornillos de métrica 4 mm asegura perfectamente los esfuerzos que a los que la unión va a ser sometida.

7. ELEMENTOS DE SEGURIDAD COMUNES A VEHÍCULOS DE COMPETICIÓN QUE DEBEN ESTAR CONFORMES CON EL ANEJO J DE LA FIA

Elementos de seguridad comunes a vehículos de competición que deben estar conformes con el Anejo J de la FIA. [28]

A lo largo de la redacción de presente proyecto se han tratado de manera detalla los cálculos necesarios para poder poner en pista con suficientes garantías un vehículo de competición. A continuación, se lleva a cabo un desglose de las medidas de seguridad necesarias en todo vehículo de competición que quiera competir bajo una competición que dependa de la FIA.

El anejo J consta de 17 artículos, de los cuales muchos ya han sido tratados en anteriores secciones del documento. Los artículos que no han sido tratados y que se hace constar son los siguientes:

Artículo 3: Canalizaciones y Bombas

Las canalizaciones de frenos, combustible deberán estar protegidas externamente y pueden pasar por el interior del habitáculo, pero sin presentar racores

Las bombas de combustible solo pueden funcionar con el motor en marcha o con el accionamiento del motor de arranque.

Artículo 5: Fijaciones suplementarias

En el capó se instalarán dos fijaciones suplementarias para cada uno de los capós (delantero y trasero), por tanto, los mecanismos originales deberán dejarse inoperantes o desmontarse.



Figura 98: En la imagen, dentro de los dos círculos rojo, el detalle de los dos cierres rápidos.

Los grandes objetos llevados a bordo, como ruedas, llaves herramientas...deberán estar firmemente amarrados ya sea mediante cinchas o elementos que cumplan con una función similar y aseguren la carga.

Artículo 9: Visión hacia atrás

La visión hacia atrás debe estar asegurada por dos retrovisores exteriores (uno derecho otro izquierdo), pudiendo ser los de serie. Cada retrovisor debe tener al menos una superficie de 90 cm².

Artículo 10: Anilla para remolque

Es obligatoria la instalación de una anilla de remolque delantera y otra trasera. Este enganche deberá indicar su posición en el parachoques mediante un adhesivo en forma de flecha que puede ser de color rojo, amarillo y naranja. En la figura anterior (98) puede verse en el lado izquierdo inferior de la imagen.

Artículo 11: Lunas y redes

La luna delantera debe ser laminada y se puede instalar una banda en la parte superior del parabrisas. En la figura 99 se muestra un ejemplo.



Figura 99: Lamina adhesiva en la parte superior de la luna del parabrisas.

Es obligatorio el uso de redes fijadas a la estructura de seguridad. Estas redes deben de tener las siguientes características:

- Anchura mínimo de las bandas 19x19 mm
- Tamaño mínimo de las aberturas 25x25 mm
- Tamaño mínimo de las aberturas 60x60 mm

Y deben de recubrir la abertura de la ventanilla hasta el centro del volante.

Artículo 13: Cortacorrientes

El circuito debe cortar todos los circuitos eléctricos (batería, alternador, luces, claxon, controles eléctricos...) y debe pararse el motor. Se deberá accionar desde el interior y desde el exterior, ya que el vehículo objeto de estudio es cerrado. El tirador debe de estar indicado mediante una pegatina cuadrada con un rayo rojo sobre fondo azul.

Artículo 15: Protección contra incendios

Debe colocarse una mampara entre el compartimento del motor y los asientos de los ocupantes.

Cumplimentación específica del reglamento del Campeonato de España de GT

Otros artículos relacionados con la seguridad, que son de necesario cumplimiento para la participación en el campeonato de España de GT

Artículo 2.8: Adquisición de Datos

El vehículo debe de estar provisto de un sistema de adquisición de datos que sea capaz de proporcionar obligatoriamente los siguientes parámetros:

- Velocidad angular de las ruedas (al menos una de cada eje)
- Aceleración longitudinal y lateral
- Parámetros de funcionamiento del motor (revoluciones, posición del acelerador, temperaturas de agua, aceite y presión del colector de admisión)



Figura 100: *Centralita de gestión de parámetros de motor y resto de señales del vehículo.*

Artículo 8: Instalación de luz de lluvia

Es obligatorio, según el artículo 8.34 del reglamento técnico del campeonato de España de GT, la instalación en la parte trasera del vehículo de un faro de lluvia que cumpla con la norma ECE R38 o que esté aprobado por la FIA. Debe de estar en condiciones de funcionamiento durante toda la prueba y además debe:

- Estar orientada hacia la parte trasera y claramente visible desde detrás.
- No estar montado a más de 10 cm del eje longitudinal del vehículo
- Estar situado al menos 35 cm por encima del plano de referencia
- Estar situado al menos 45 cm por detrás del eje de las ruedas traseras medido con respecto a la cara de la lente, paralelamente al plano de referencia.
- Poder ser encendido por el piloto desde el puesto de conducción.

Las bombillas de las luces de marcha atrás deberán ser retiradas de vehículo.

BLOQUE III:

**ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES
MEDIANTE PROGRAMAS DE
SIMULACIÓN**

8. ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES DINÁMICAS MEDIANTE CARSIM

El programa CARSIM para PC es un programa computacional de dinámica de vehículos que permite predecir mediante simulación analizar cómo se comportará dinámicamente un vehículo automóvil ante los distintos ensayos que pueden llevarse a cabo previa programación. En el caso que nos ocupa, los resultados de este programa permiten realizar una primera verificación comparativa entre el vehículo de calle y el vehículo modificado.

8.1 CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO EN CARSIM

Antes de pasar a la fase de ensayos, necesitaremos aportar al programa los datos del vehículo y que han sido mostrados en los apartados anteriores del proyecto.

El programa CarSim dispone de varios modelos predefinidos y permite crear uno nuevo escogiendo uno de esos como base. Hay múltiples opciones, como turismos, todoterrenos, furgonetas y vehículos de competición.

De todos los posibles, el que más se aproxima a nuestro vehículo es el automóvil GT, que comparte las suspensiones independientes, las cotas de anchura, altura y longitud de similar proporción, y unos momentos de inercia similares. A partir de este modelo, modificaremos los parámetros necesarios para que la simulación sea válida y se aproxime al modelo real.

Debido a las modificaciones realizadas en el vehículo, que quedan descritas a lo largo del proyecto, las pruebas a realizar son de dos tipos: Una prueba de estabilidad con un exigente cambio de carril, y una frenada al máximo de las posibilidades del vehículo.

Las pruebas se realizarán en ambos vehículos y se analizarán los resultados comparativamente para ver la magnitud de las mejoras.

8.2 ENSAYO DLC: CAMBIO DE CARRIL A ALTA VELOCIDAD

El primer ensayo comparativo que se va a realizar, simula un cambio de carril de tres pistas. El automóvil deberá entrar por una puerta de conos a una velocidad constante para cambiar al carril contiguo y después volver al carril original sin que se produzcan pérdidas de adherencia.

Es un cambio de carril derecha-izquierda-derecha en el que se avalúa la facilidad que tienen el vehículo para mantenerse dentro de la trayectoria que marcan los conos. El ejercicio consta de una entrada de 70m para posteriormente realizar un repentino cambio de carril con un desplazamiento lateral de 3,5m durante 60m y vuelta al carril original en un máximo de 70m. En la figura 101 queda descrito gráficamente el ejercicio.

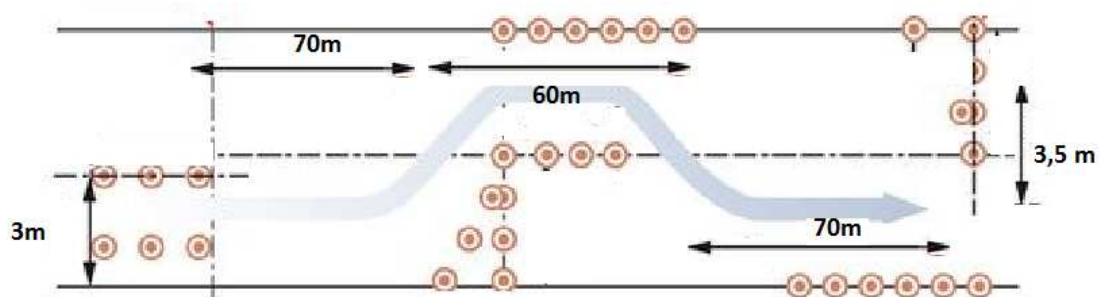


Figura 101: Cambio de carril, prueba DLC

Del CarSim obtendremos las gráficas de la trayectoria ideal (línea azul en las gráficas que se mostrarán a continuación) frente a la trayectoria que sigue el vehículo (línea roja).

Se comenzará exponiendo los resultados del modelo de serie, para posteriormente continuar con el modelo de competición y sacar las conclusiones que se desprender de los resultados numéricos de las gráficas.

8.2.1. VEHÍCULO DE PRODUCCIÓN

Se introducen los datos del vehículo de serie en la pantalla principal de programa. El modelo elegido se encuentra dentro de los del catálogo del programa, es un vehículo de la categoría GT. Las razones de la elección se deben a que el programa considera este modelo como vehículo de competición y arquitectura de las suspensiones es independiente. El resto de parámetros los modificamos para que se ajusten de la manera más realista posible a los requerimientos. Cabe destacar también, que muchos de los valores de posibles modificaciones del vehículo son implementadas por defecto debido al desconocimiento exacto de los valores reales.

Se ha tratado de configurar el vehículo, modificando tras un estudio previo los parámetros más relevantes y que tiene una mayor influencia en el comportamiento dinámico.

El modelo de serie ha tenido que ser modificado en aspectos como los neumáticos, los ángulos de caída, convergencia y avance. Ancho de vía, y altura de la carrocería también son modificados. La aerodinámica es anulada por considerarla poco representativa en los ejercicios que se llevan a cabo. Los neumáticos son implementados por neumáticos de compuestos de serie. En la siguiente figura (102) se pueden ver los datos de partida:

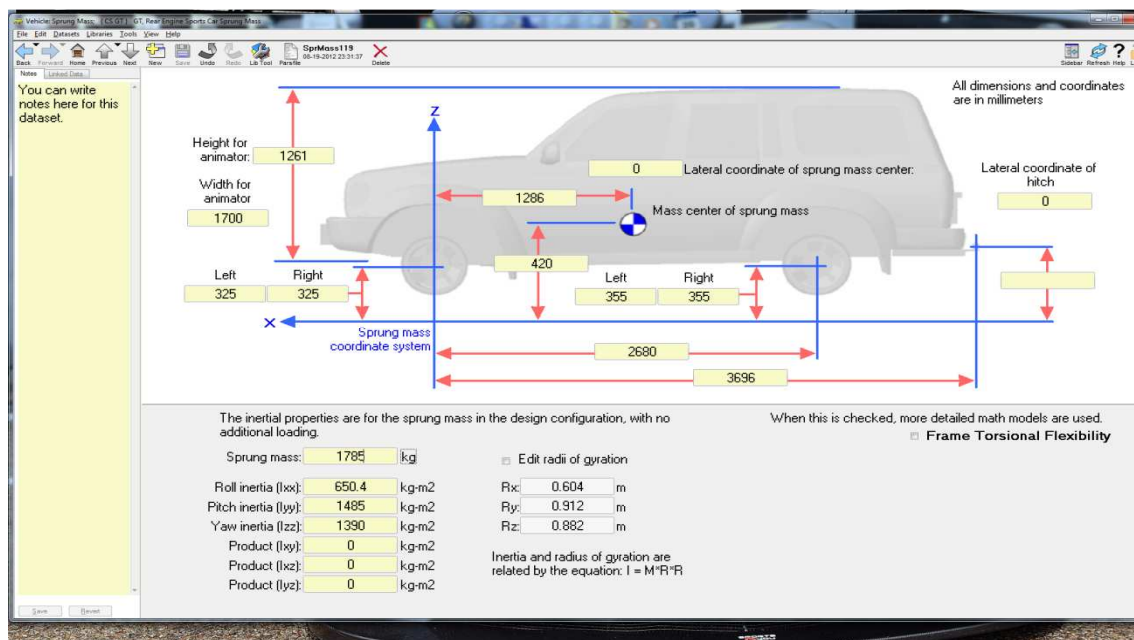


Figura 102: Datos del vehículo de serie.

Las características geométricas de la suspensión se describen en las siguientes pantallas (figuras 103 y 104). Tanto la suspensión delantera como la trasera.

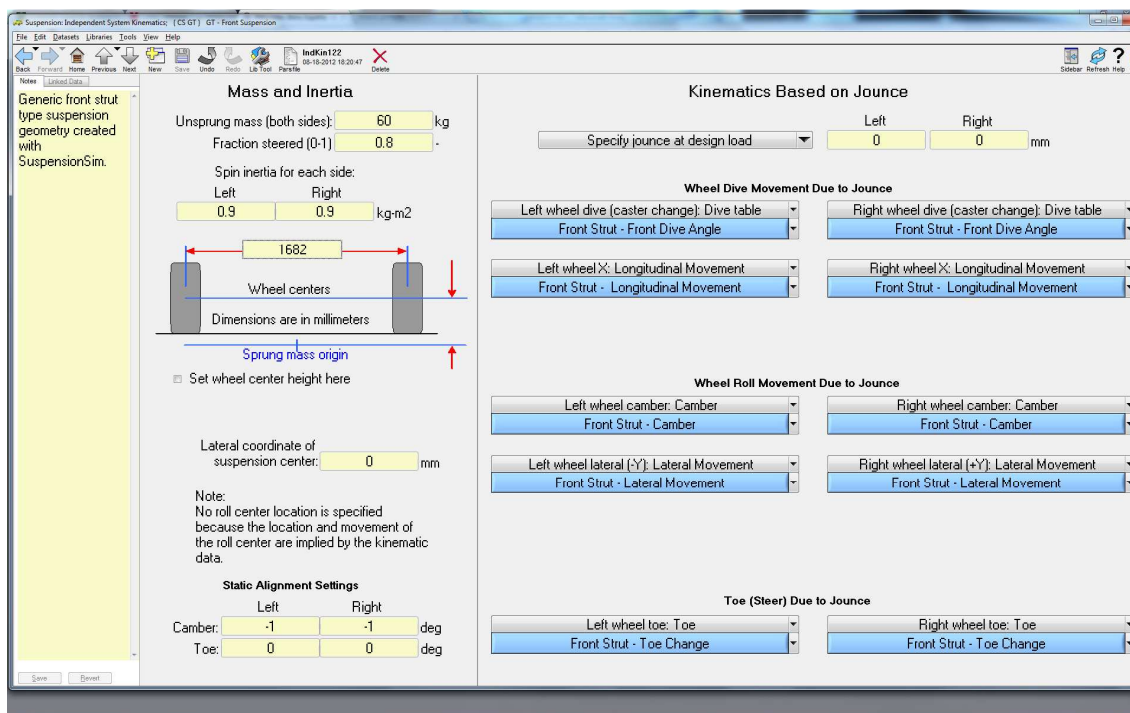


Figura 103: Datos de suspensión delantera del vehículo de serie

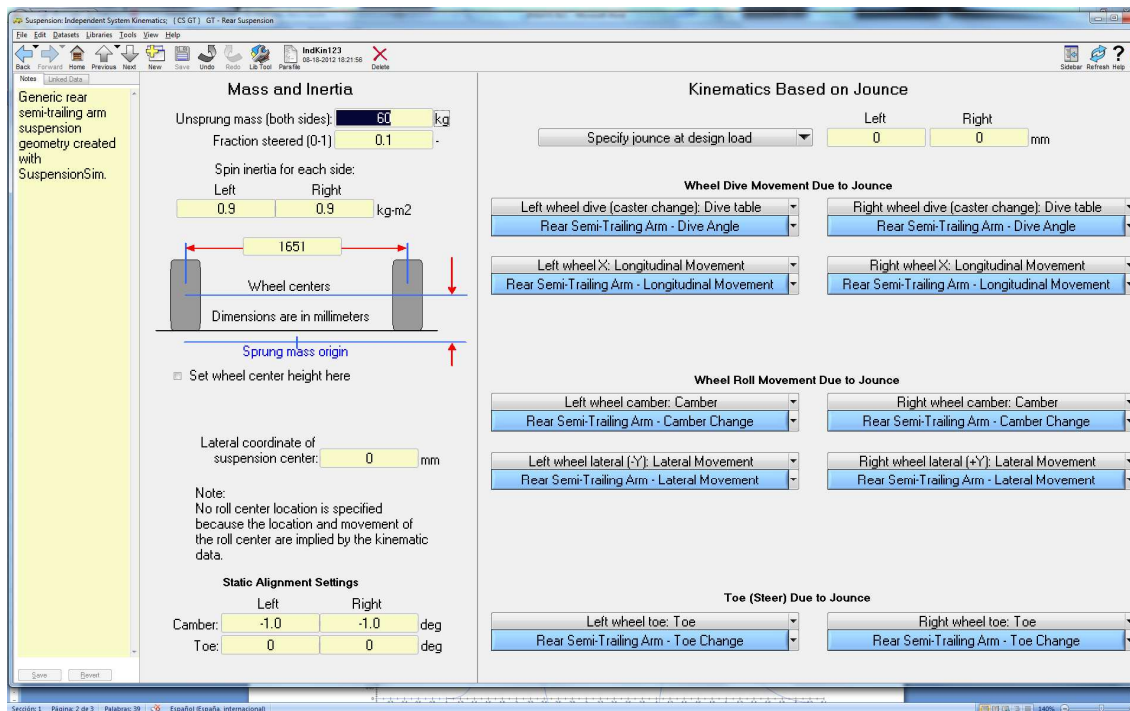


Figura 104: Datos de la suspensión trasera del vehículo de serie

8.2.2. ANÁLISIS DE RESULTADOS DEL CAMBIO DE CARRIL

Una vez que son definidos los parámetros relativos a masas, dimensiones y las características geométricas y mecánicas de las suspensiones (muelles, amortiguadoras y estabilizadoras), se pasa a realizar las simulaciones de pruebas dinámicas.

- **Trayectoria DLC 120 modelo de serie**

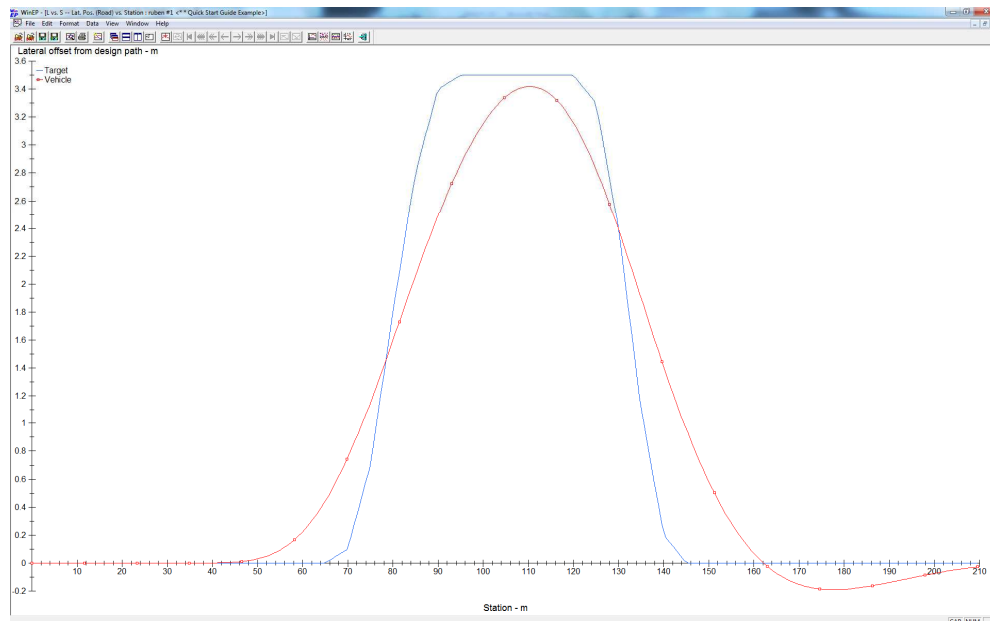


Figura 105: Trayectoria del vehículo a 120 Km/h

Como se puede observar la trayectoria de la figura 105, en el ejercicio normalizado de 120 Km/h la trayectoria es bastante fiel a la que tiene que seguir según el camino marcado por el carril azul.

- **Trayectoria DLC 170 modelo de serie**

Después de numerosos ensayos de 5 en 5 km/h con el modelo de serie, se ha comprobado que 170 km/h es una velocidad muy por encima de las posibilidades del vehículo, pero se ha implementado para poder comparar con el vehículo de competición, en la que 170 es su velocidad terminal. Realizando la prueba de 170 Km/h, se ve como la trayectoria no se ajusta a lo requerido, es decir, que necesita más metros de los 210m totales en los que se debe completar el ejercicio como se puede ver en la figura 106.

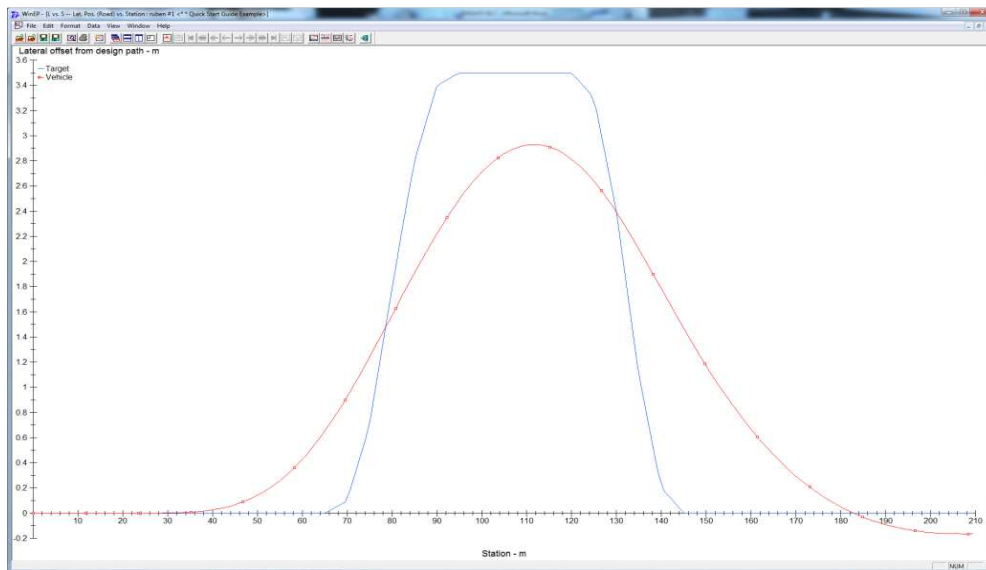


Figura 106: Trayectoria del vehículo a 170 Km/h

Realizando el piloto virtual unas trazadas más amplias para tratar de mantener el vehículo estable sin riesgo de derrape. Como se puede ver en la figura, en la cota de 210m longitudinales, el vehículo se desplaza 0,2m lateralmente.

8.2.1. VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

Se Implementa el modelo de competición, como en el caso anterior del vehículo de serie. En la figura 107 se puede observar las cotas introducidas, todas tomadas de las conclusiones y resultados obtenidos en la memoria del proyecto. Los datos de masas corresponden al vehículo con la masa en orden de marcha, es decir, tara + depósito de combustible al 100% + piloto.

En las figuras, 107 y 108 se pueden ver las pantallas de cambios en las geometrías y elementos mecánicos de la suspensión.

Los nuevos datos introducidos corresponden a valores tomados de los resultados extraídos de los diferentes apartados del presente documento.

Los datos correspondientes a los muelles de suspensión corresponden a los valores más rígidos (ver tabla 16 del presente documento). Los datos correspondientes a los amortiguadores, son los correspondientes a los calculados con los muelles citados en su baja velocidad de funcionamiento (debido a las características de los ejercicios en los que se supone un suelo llano y liso) y en su ajuste de compresión. Aunque los amortiguadores son de dos vías, como se ha comentado en capítulos del documento anteriores, el ajuste de extensión se va a omitir para facilitar los cálculos del programa.

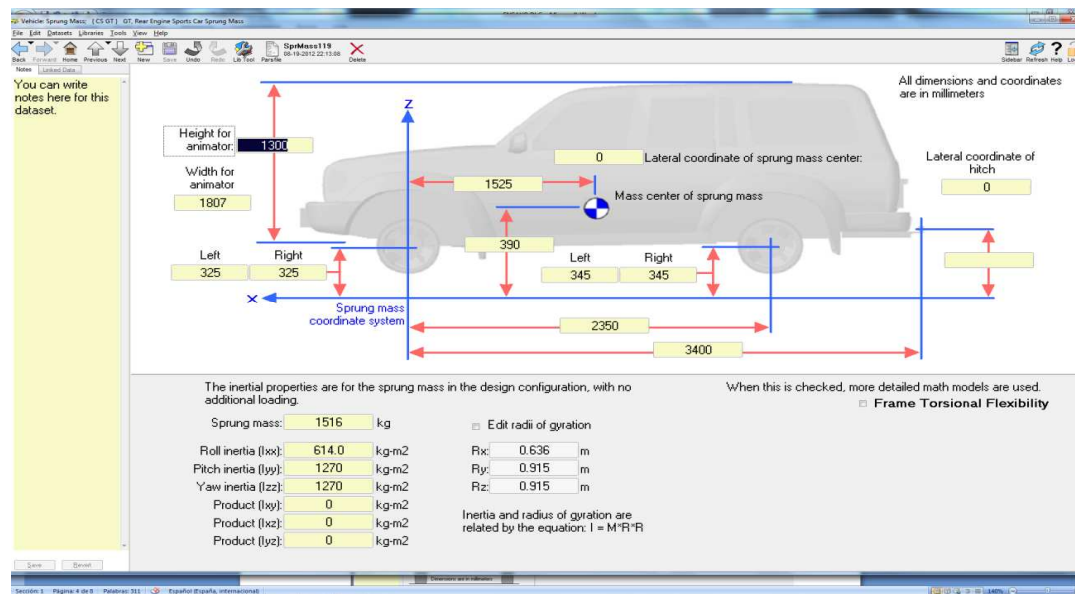


Figura 107: Datos de partida vehículo de competición

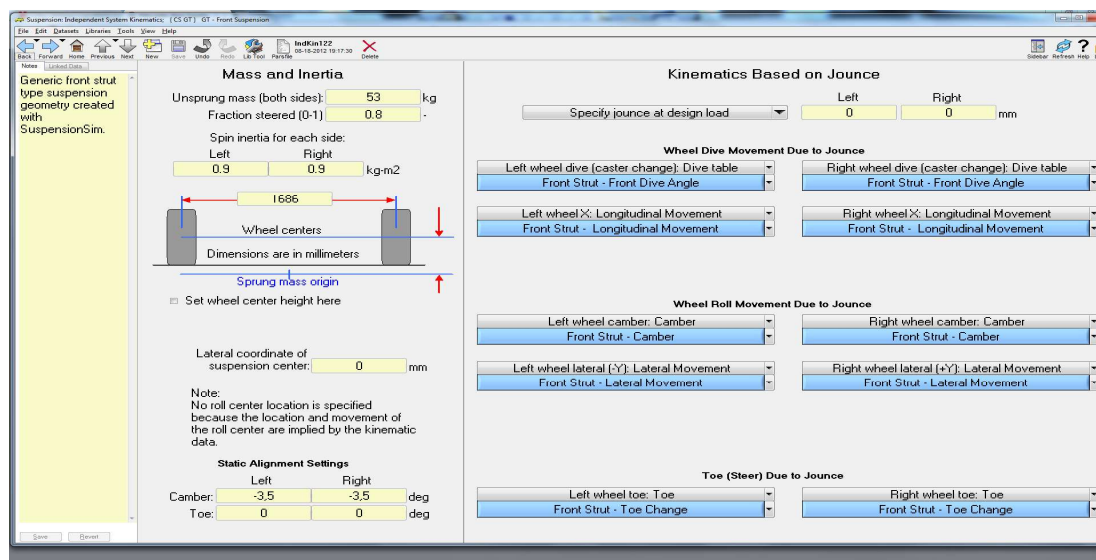


Figura 108: Datos de Suspensión delantera del vehículo de competición

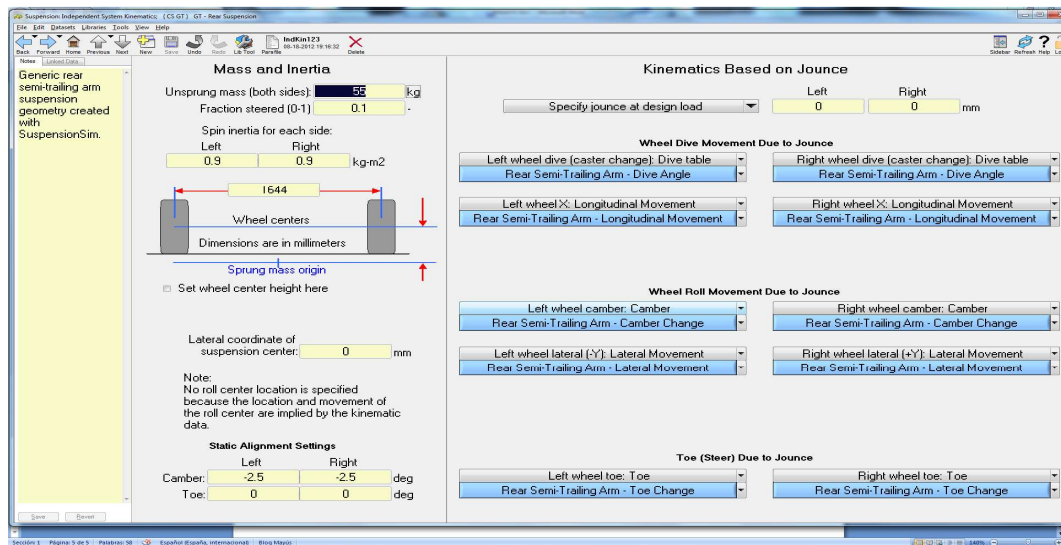


Figura 109: Suspensión trasera del vehículo de competición.

- **Trayectoria DLC 120 modelo de competición**

Como en el caso anterior, se realizan las pruebas de cambio de carril DLC, comenzando por la prueba normalizada de 120 Km/h. LA figura 110 representa la trayectoria, como se puede observar, la trayectoria seguida es bastante fiel a lo marcado en la línea azul o trayectoria ideal.

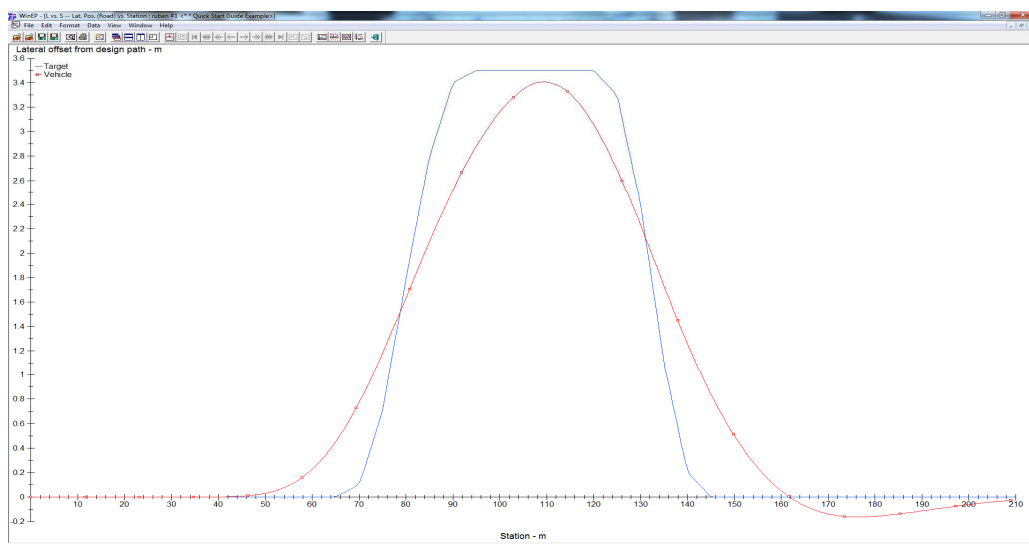


Figura 110: Cambio de carril DLC 120 vehículo de competición.

Tras estas pruebas se han realizado otras siguiendo las mismas características pero incrementando de 10 en 10 Km/h la velocidad de ensayo. Se va a exponer solo la gráfica correspondiente a la velocidad de 150, 160 y 170 km/h.

- **Trayectoria en el cambio de carril DLC 150**

Se puede observar en la figura 111 como el primer cambio de carril ya no es en los mismos puntos ni con la misma precisión, llegando al punto de inflexión superior unos cinco metros adelantado.

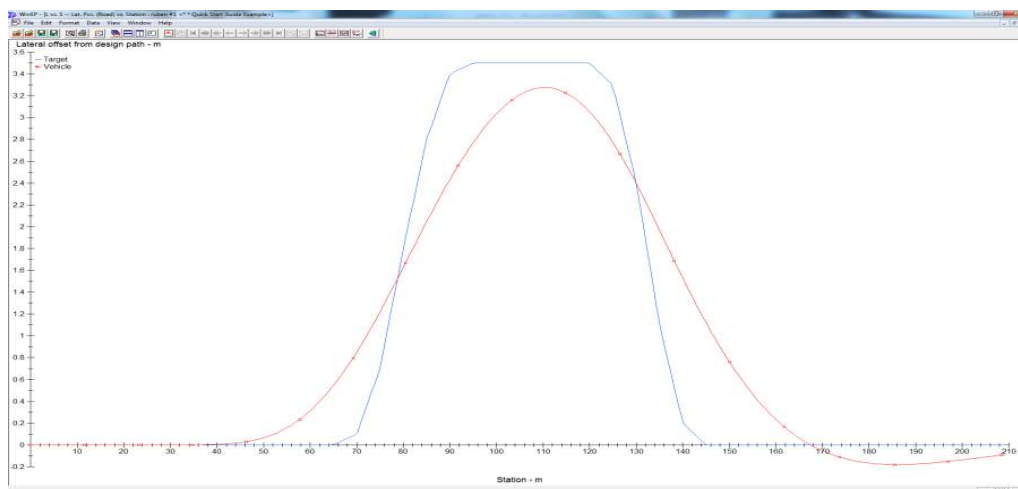


Figura 111: Trayectoria en el cambio de carril DLC 150

- **Trayectoria en el cambio de carril DLC 160**

Se aprecia en la figura 112 que la trayectoria de vuelta al último carril no es idónea necesitando respecto al ejercicio de 150 km/h 4 metros más de recorrido longitudinal para estabilizar la carrocería en ausencia de aceleraciones laterales.

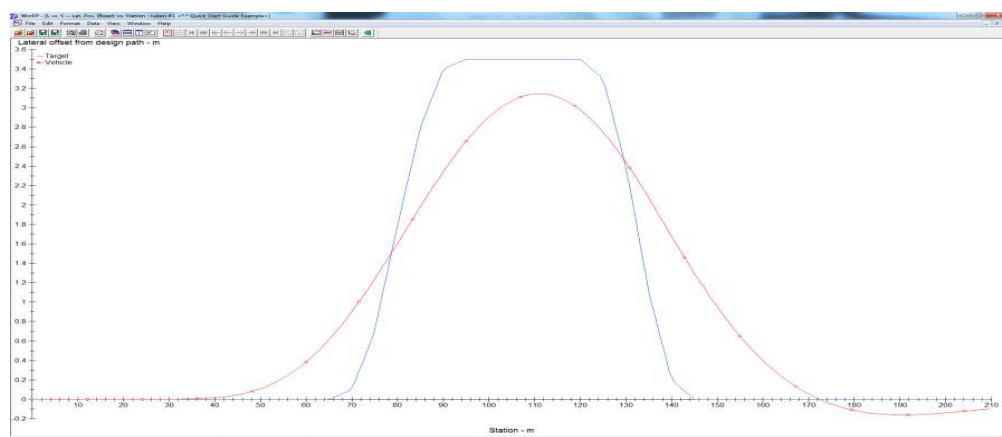


Figura 112: Trayectoria en el cambio de carril DLC 160

- **Trayectoria en el cambio de carril DLC 170**

El ensayo de 170 km/h de la figura 113 se puede considerar como no conforme, puesto que la trayectoria que sigue el vehículo es una trayectoria en la que afronta el primer cambio de carril anticipándolo mucho, llegando al carril central bastante desviada de la trayectoria ideal (0,5m, frente al 0,3 que se desviaba el ejercicio de 160 km/h). La vuelta al carril original la hace de manera muy progresiva, alargando la trayectoria hasta los 175m, frente a los 172m del ensayo a 160 km/h.

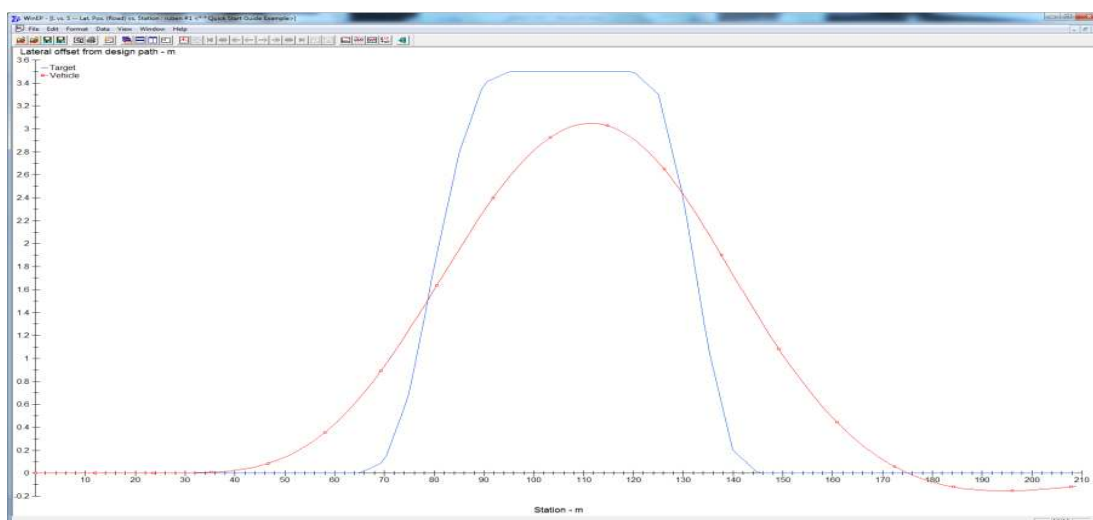


Figura 113: Trayectoria a 170 Km/h en el vehículo de competición

Una vez obtenidas las conclusiones de que en el ejercicio de 170 Km/h en el vehículo de competición se puede considerar como su velocidad límite, comparamos esta gráfica con la obtenida en el vehículo de serie, y podemos ver como a esta velocidad el vehículo de serie queda muy limitado. Necesitando una longitud de pista mucho mayor que en el vehículo de competición para poder estabilizar y alargando las trayectorias mucho más. En la cota de 210m, donde se puede considerar que el vehículo de competición ha regresado, el de serie se encuentra en un punto de cambio de inflexión que el de competición pasó en el punto de 195m.

Por tanto podemos concluir que el coche de competición, mejora las prestaciones dinámicas del vehículo de serie.

- **DLC 170 modelo de serie**

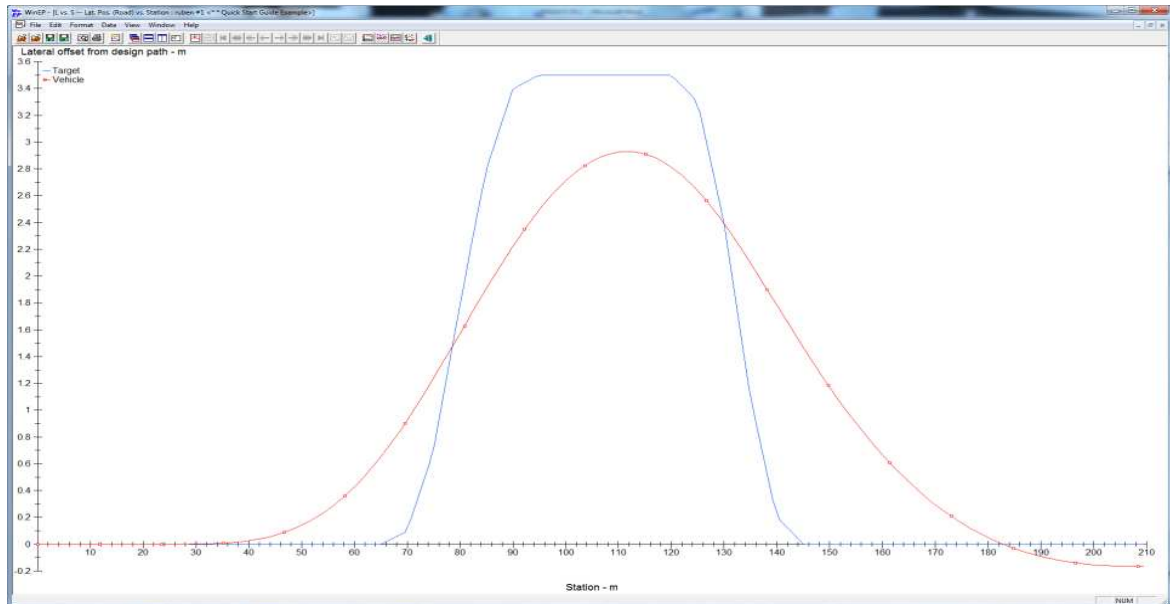


Figura 114: Cambio de carril, vehículo de serie.

8.3 ENSAYO DE FRENADA

Para concluir este análisis pasamos a la realización de la segunda prueba. Esta consiste en un aprueba de frenado en línea recta, con el coche desembragado y partiendo de una velocidad de 100 km/h. En este caso el vehículo comienza a frenar con par máximo de frenada trascurridos dos segundos desde que alcanza los 100 km/h. La directiva 98/12/CE, marca una frenada de 80 Km/h como medida estandarizada. Debido a las prestaciones de los vehículos tratados, se ha querido llevar un poco más lejos las exigencias realizando el ensayo desde 100 Km/h y así poder extraer concusiones más esclarecedoras. [6]

La frenada, se realizará con valores de 5,94 MPa en el cilindro maestro (calculado en el apartado de frenos). Se evaluarán las distancias de frenada.

8.3.1. DISTANCIA DE FRENADO VEHÍCULO DE SERIE

En estas graficas se puede observar la distancia que emplea cada uno de los dos vehículos en detenerse por completo.

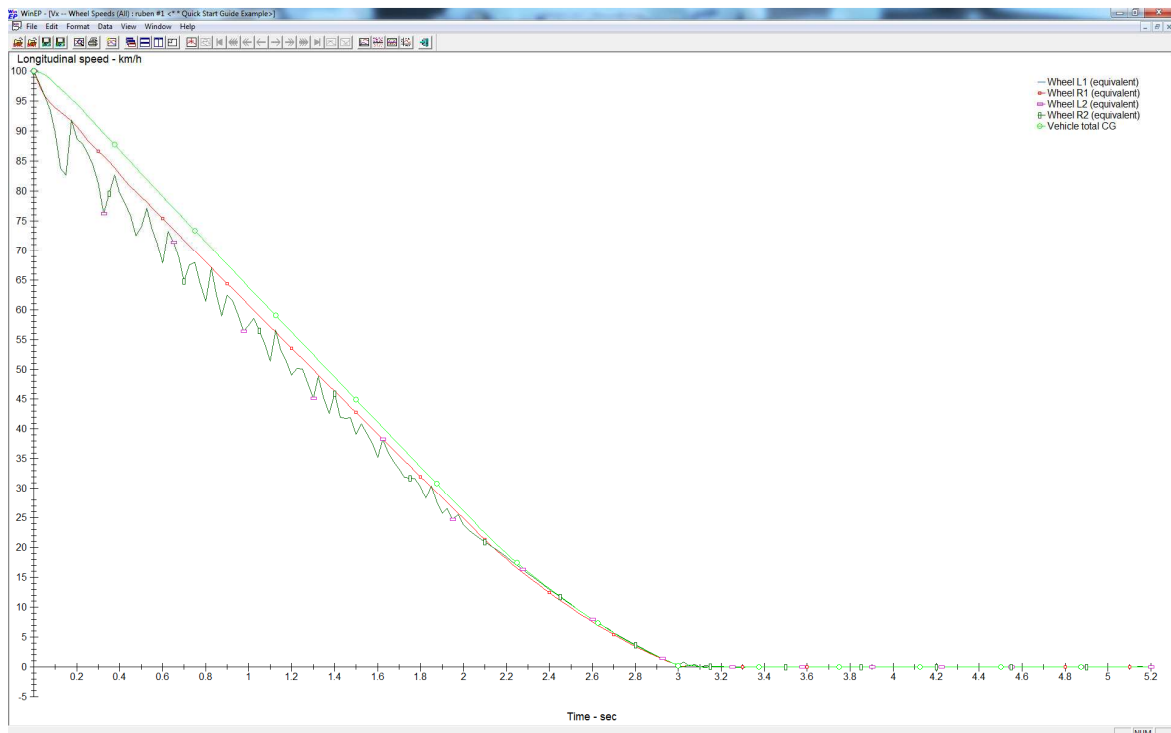


Figura 115: Distancias de frenado con datos del vehículo de serie

De los resultados obtenidos en la figura 115, se puede extraer que la distancia necesaria para detener el vehículo es de 3 segundos, siendo una deceleración bastante lineal. Las distintas líneas que aparecen en el gráfico corresponden a las velocidades de las ruedas y del vehículo completo en su centro de gravedad como referencia.

Los dientes de sierra presentes en dos de las líneas se deben a la velocidad de las ruedas traseras y su dificultad para regular su velocidad por el sistema ABS de antibloqueo. Esto es debido a la gran deceleración que sufre el vehículo y su correspondiente descarga del eje trasero.

8.3.2. DISTANCIA DE FRENADO DEL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

En este caso la velocidad del vehículo se reduce de 100 Km/h a 0 en sólo 2,4 segundos, lo que supone una mejora de la capacidad de frenada de 0,6 segundos viéndolo en términos relativos mejora la frenada en un 20% respecto a la frenada del vehículo de serie. Los resultados se pueden ver en la gráfica de la figura 116. Se puede apreciar que la pendiente de la recta es mayor, lo que indica unos mayores valores de deceleración.

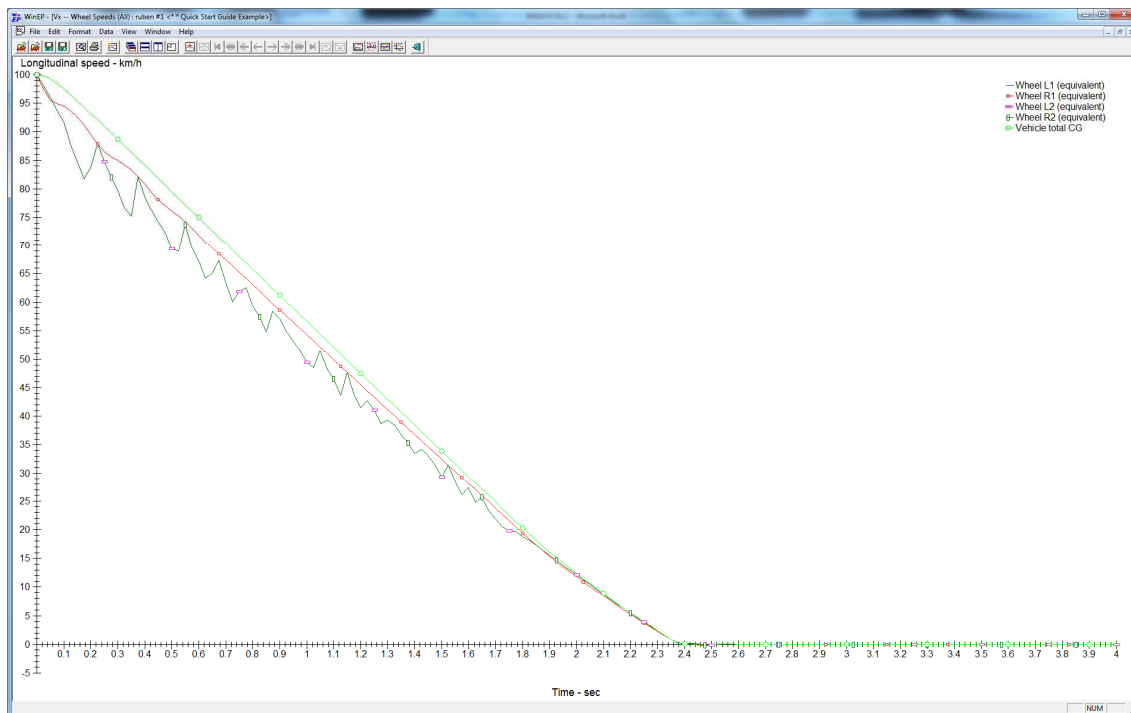


Figura 116: Frenada del vehículo de competición

Como conclusiones generales que se pueden extraer de las pruebas realizadas es que el vehículo de competición mejora al de serie en el plano del comportamiento dinámico como se ha demostrado. Lo que también se puede extraer es que, en los ejercicios plantados, supone una mejor apreciación de la mejora en el apartado de frenos. De los ejercicios de cambio de carril no se pueden extraer unas conclusiones tan rápidamente, siendo necesarias varias y repetidas pruebas para ver la mejoría. Las mostradas en estas páginas son solo un resumen de las numerosas pruebas que se han realizado y suponen un extracto de las pruebas más relevantes.

Para evaluar en comportamiento dinámico no hay mejor juicio que el cronómetro, el verdadero juez. Mediante el siguiente programa informático, podremos extraer mejores conclusiones de las mejoras realizadas.

9. ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES DINÁMICAS MEDIANTE LAPSIM DE BOSCH

LAPSIM de Bosch es un simulador de tiempos por vuelta de la multinacional alemana BOSCH. El acrónimo LAPSIM significa simulador de vueltas. La utilidad del programa se resume en la posibilidad de introducir el modelo de un vehículo, simular las prestaciones mediante el modelo matemático que tiene programada y que se modifica mediante las variables que el usuario introduce por pantalla. Los resultados de la simulación, una vez corrido el modelo, consisten en una serie de gráficas sobre tiempos por vuelta, aceleraciones sobre el vehículo, fuerzas y recorridos de la suspensión...

La versión con la que se ha trabajado en el proyecto es una versión DEMO de un programa mucho más complejo que es distribuido por BOSCH-MOTORSPORT. La versión DEMO se puede obtener gratuitamente en la web del fabricante. [23]

El programa completo tiene un coste de más de 60.000 € y es usado por multitud de equipos que forman el panorama del automovilismo de nivel medio (entendemos como nivel medio equipos privados con gran presupuesto) que disputan carreras en circuitos con automóviles similares al ensayado en el presente proyecto.

Al igual que en el programa CARSIM se implementará el vehículo en LAPSIM introduciendo valores idénticos. En algunos casos no serán los mismo por la limitación de la versión demo, pero sí que son los más importantes y más representativos. Al igual que en el caso anterior del CARSIM, profundizar y realizar un trabajo más fino podría conllevar muchas más horas obteniendo mejoras pequeñas. Entendemos que a groso modo, se pueden extraer conclusiones relevantes y emitir suficientes juicios de valor.

9.1 CONFIGURACIÓN DEL VEHÍCULO EN LAPSIM

Antes de empezar a introducir valores, lo primero que pide en programa es el modelo sobre el que se van a implementar los datos. En el caso que nos ocupa, al ser un vehículo de la categoría GT, este será el modelo elegido.

En la primera pantalla del programa que se pide cumplimentar datos, estos corresponden a las masas y reparto de las mismas entre ejes. Al contrario que en el caso del CARSIM en la que pide la posición longitudinal del centro de gravedad. En cualquier caso, estos datos han sido calculados en el capítulo 1 del segundo bloque de este proyecto. En la figura 117 se puede ver la pantalla de cumplimentación de datos, a continuación, las siguientes pantallas, los datos correspondientes al modelo de producción.

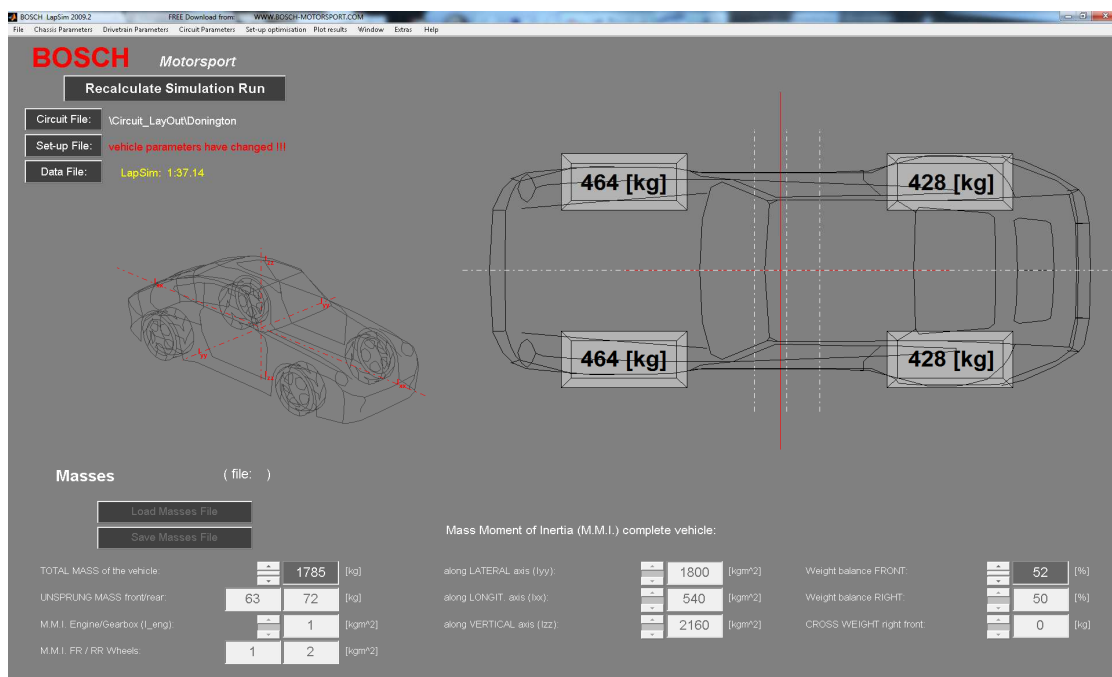


Figura 117: Masa total y reparto de masas.

En la siguiente pantalla, relativa a las suspensiones, el programa pide introducir los datos de rigidez de muelles, tanto en el eje delantero como en el eje trasero.

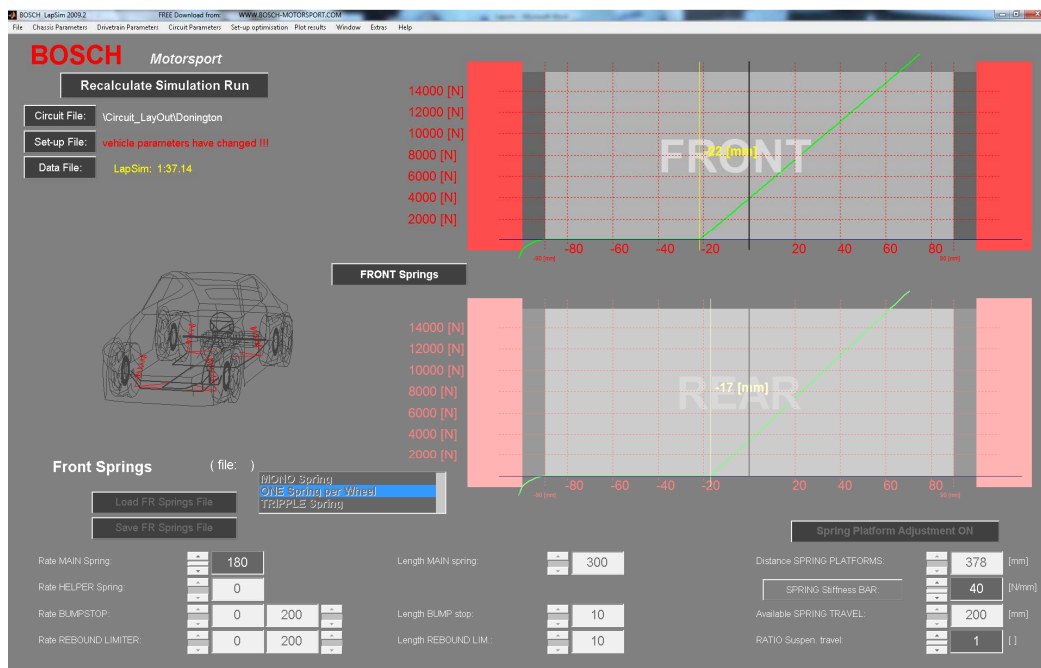


Figura 118: Pantalla de cumplimentación de datos de suspensiones delantera y trasera.

Parámetros como, el diferencial o no son modificados, dejando los valores por defecto para el vehículo de serie y el de competición. El motor y los desarrollos de la caja de cambios son adaptados a cada uno de los dos modelos implementados.

Una vez introducidos los datos relativos a suspensiones, masas, frenos, motor, caja de cambios, motor y aerodinámica (en el vehículo de serie se dejará al mínimo en los relativo a fuerzas verticales, y teniendo en cuenta el drag) se pude pasar a realizar las simulaciones.

El circuito elegido dentro de la biblioteca del LAPSIM es el circuito de Donington Park, ya que por su fisonomía tiene cierto parecido con el Jarama, uno de los circuitos presentes en el campeonato de España de GT. Se caracteriza por cortas rectas y numerosas curvas de radio medio y pequeño, en el que prima el comportamiento dinámico por encima de las prestaciones del motor.

9.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL VEHÍCULO DE PRODUCCIÓN

Una vez que se introduce el modelo, el programa se ejecuta bajo la una base de cálculo matemático Matlab. Después del ejecutado, se procede a la fase de análisis de resultados mediante las gráficas que proporciona el programa eligiendo los parámetros que se quiere sacar impresas por pantallas. A continuación se mostrarán algunas de las gráficas que se han extraído del programa. Se mostrarán las gráficas más significativas, por ser de las que se puede extraer mayores conclusiones de cara a una posterior mejora del vehículo en el plano dinámico.

- **Recorridos de suspensión delantera y trasera. Balanceo lateral.**

En esta gráfica se puede ver el balanceo de la carrocería alrededor de eje longitudinal. Tanto en la suspensión delantera como en la suspensión trasera. Se puede comprobar la influencia de los muelles de suspensión, observando que el balanceo depende, en gran medida, de la rigidez de los muelles. En la figura 119 se puede comprobar el balanceo de la carrocería en el caso del vehículo de serie. Los valores marcan un recorrido de suspensión de unos 60 mm en términos absolutos, siendo los valores negativos (hasta el pico máximo de -29,78 mm) correspondientes a la carrera de compresión.

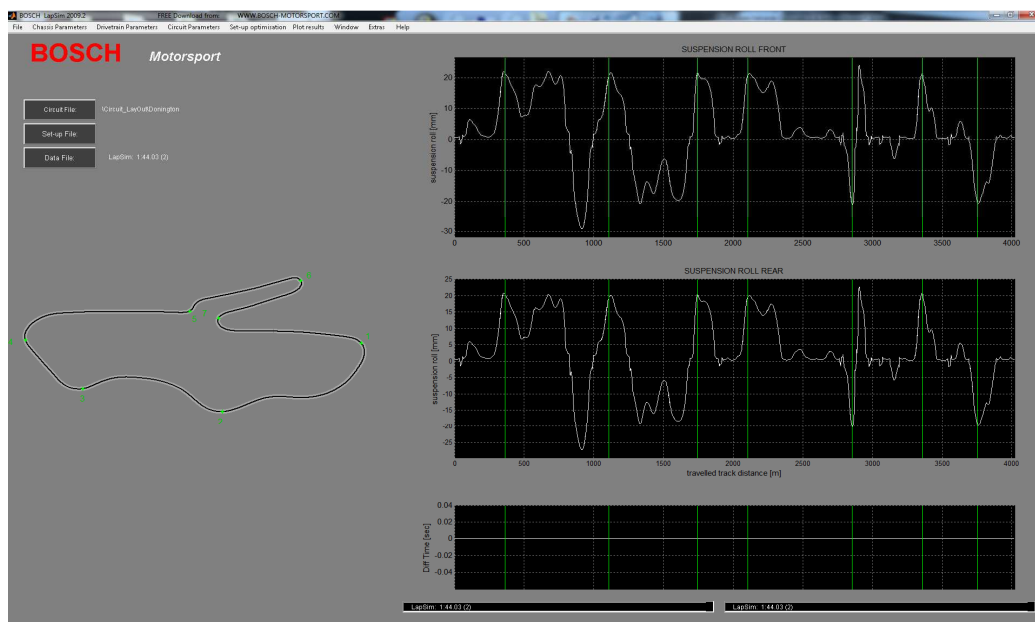


Figura 119: *Balaceo del vehículo de serie*

- **Aceleración lateral y longitudinal**

Las gráficas de aceleración lateral y longitudinal nos muestran la capacidad de agarre que tiene el vehículo. Cuanto mayor capacidad de agarre pueda generar el vehículo, mayor será su aceleración lateral y longitudinal. Y por tanto mayor será su velocidad de paso por curva y menores serán las distancias de frenado. Las consecuencias de estas dos variables redundarán en el tiempo por vuelta. En la figura 120 se representa la gráfica perteneciente al modelo de serie, registrándose los mayores valores en la aceleración lateral, en la que el máximo valor absoluto se registra en las curvas rápidas. Los valores negativos en la aceleración lateral, hacen referencia al lado contrario al que se establece e criterio de valores positivos. En este caso el lado derecho se considera negativo y el izquierdo positivo. En cuanto a la aceleración longitudinal, el valor negativo hace referencia a las frenadas, registrándose mayores valores que en las aceleraciones.

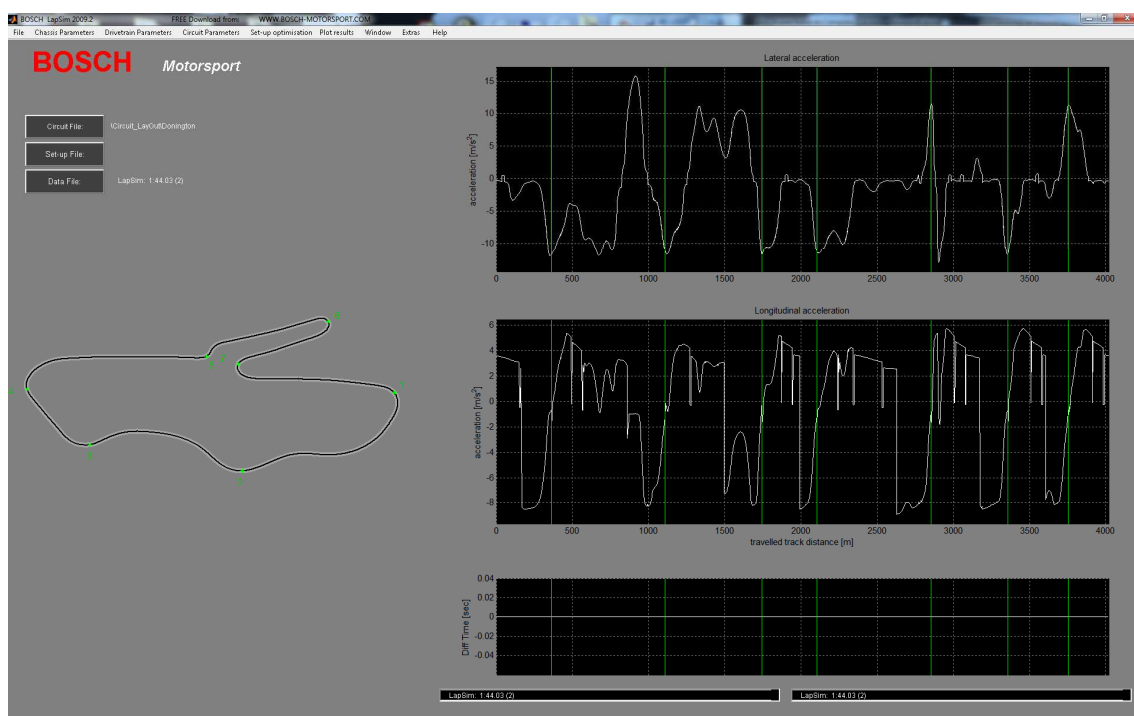


Figura 120: Aceleración lateral y longitudinal del vehículo de serie

9.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL VEHÍCULO DE COMPETICIÓN

A continuación se muestran las gráficas correspondientes al vehículo de competición.

El valor de las masas a introducir es el correspondiente a masa en orden de marcha en carrera, es decir, la tara del vehículo sumando un ocupante de 75kg y con el depósito de combustible lleno (100l) que equivale a 74kg. La masa total queda: 1516kg.

Como en el caso anterior, se modifican los valores relativos a las suspensiones vehículo de competición, los valores de aerodinámica se simulan de acuerdo a los obtenidos en el apartado 6.1 del presente proyecto, tanto en lo relativo a la resistencia aerodinámica (teniendo en cuenta la carrocería y la resistencia que genera el alerón), como en lo relativo a la carga vertical descendente.

En la figura 121 se pueden ver los valores introducidos, situando la referencia de los valores a introducir en 300 Km/h, tal y como se han obtenido los valores del apartado 6.1.

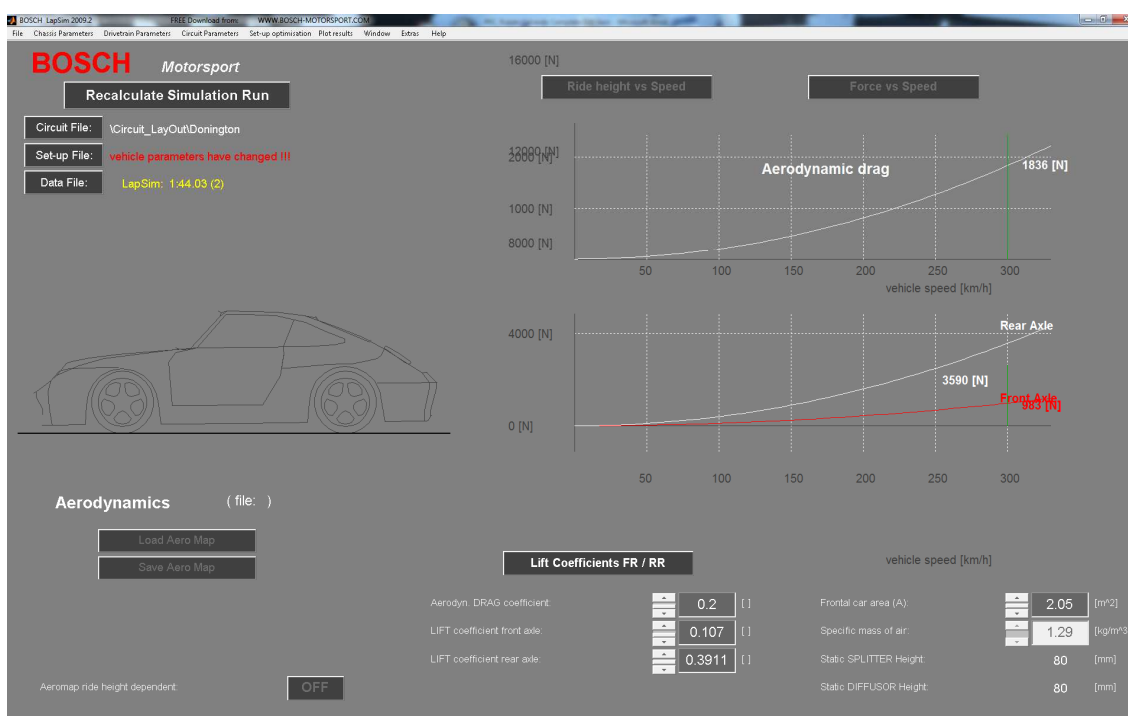


Figura 121: Implementación de la carga aerodinámica en la modelización del vehículo de competición.

- **Recorridos de suspensión delantera y trasera. Balanceo lateral.**

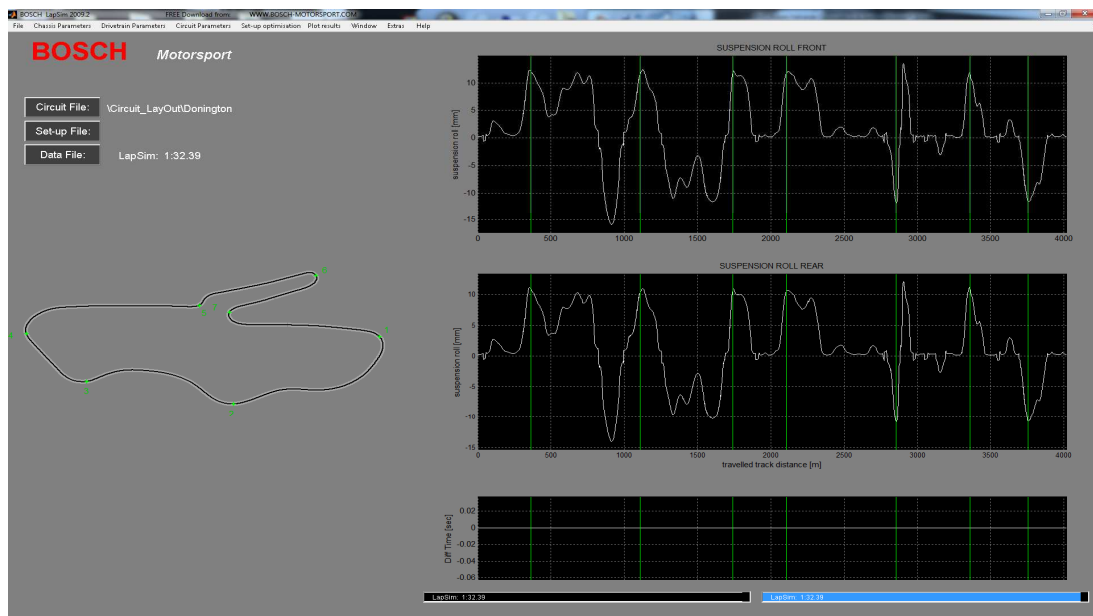


Figura 122: Balanceo del vehículo de competición, Lateral.

Las gráficas muestran el recorrido de suspensión del vehículo a lo largo del eje longitudinal. Como se puede observar, debido a la mayor rigidez de los muelles, el balanceo de la carrocería se reduce de $\pm 30\text{mm}$ a sólo ± 12 . Esto ofrece un mayor control del vehículo al trabajar en rangos menores.

- **Aceleración longitudinal y lateral**

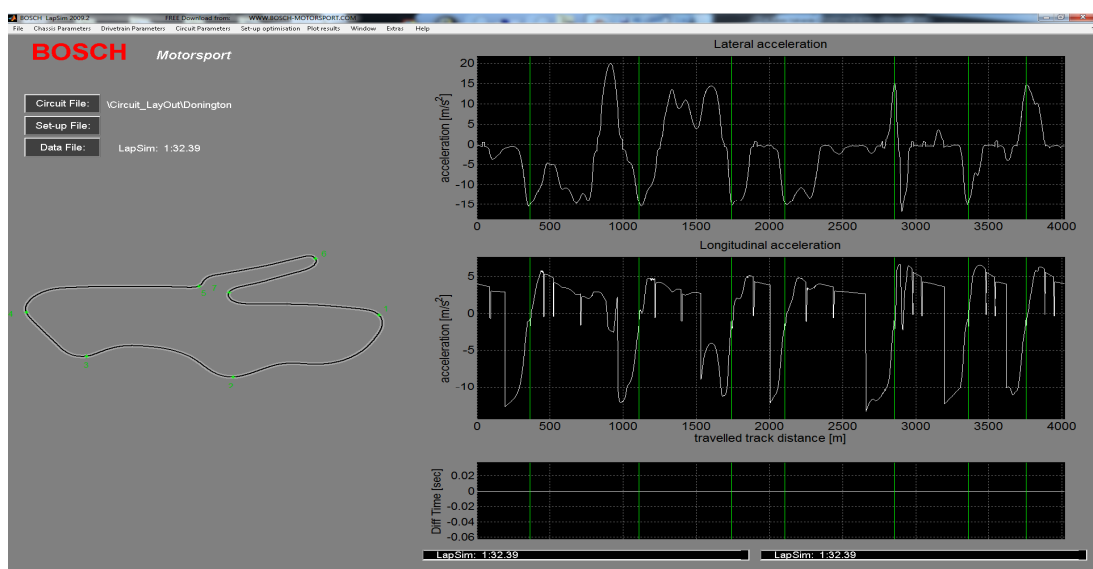


Figura 123: Aceleración lateral y longitudinal del vehículo de competición

Esta gráfica de la figura 123, da información acerca de la aceleración lateral y longitudinal que es capaz del vehículo. En la implementación del vehículo en LAPSIM, no es posible variar las características de compuesto de los neumáticos por ser la versión demo, pero si es posible modificar el coeficiente de agarre neumático-asfalto. En el caso anterior, del vehículo de serie o producción, la aceleración lateral máxima era de 15m/s^2 (1,53 G lateral). En el caso del vehículo de competición la aceleración máxima se cifra en 20m/s^2 (2,04 G lateral), lo que significa una mejora de 33% del vehículo de competición respecto al vehículo de producción.

En la siguiente figura, 124, se representa mediante dos líneas (blanco y rojo), la aceleración lateral del vehículo a lo largo del recorrido de una vuelta, como se puede observar los valores en rojo alcanzan mayores valores absolutos en cada curva, siendo las curvas más rápidas las que marcan mayores diferencias, lo que se debe en gran medida a la influencia de la fuerza descendente que genera el alerón trasero.

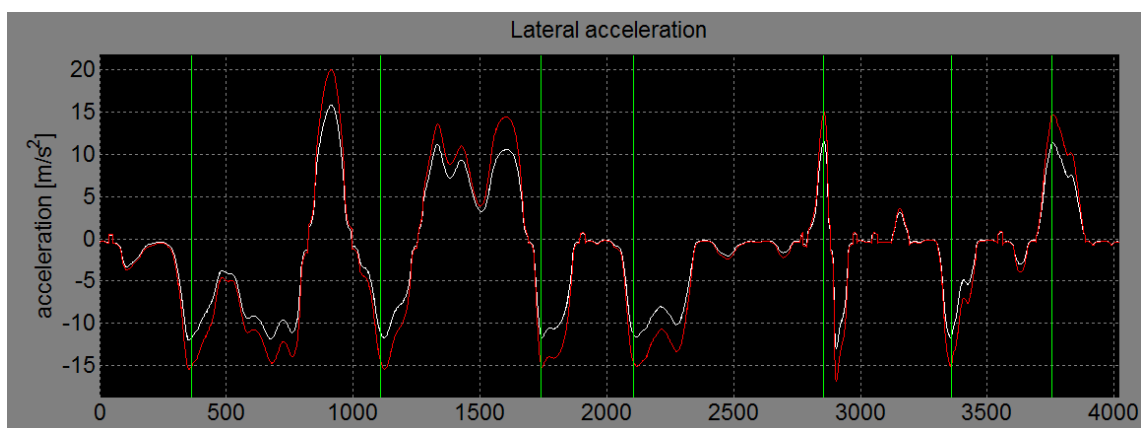


Figura 124: Comparativa de las aceleraciones laterales del vehículo de serie y de competición.

- **Velocidad de paso por curva, vuelta a vuelta comparadas**

Como todo coche de competición, su fin último es obtener el menor tiempo posible por vuelta. En la Figura 125 se pueden ver los resultados obtenidos de los dos modelos de vehículo implementados, El SLS de producción, y el Mercedes SLS de competición con las mejoras realizadas.

Como se puede observar, los tiempos por vuelta son mejores, como cabría esperar, en el vehículo de competición, quedando unos resultados finales de 1:44,03 para el vehículo de producción y de 1:32,39 para el vehículo de competición.

En la figura 125 podemos ver en detalle el recorrido de la vuelta comparada, siendo la línea roja los correspondientes al vehículo de serie y la blanca el vehículo de competición.

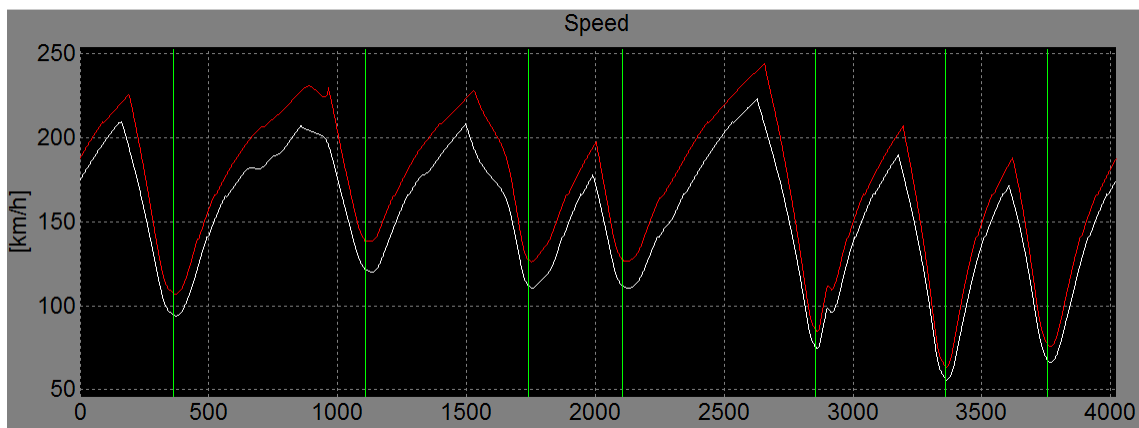


Figura 125: TIEMPOS POR VUELTA en detalle.

Se puede observar que la línea roja se encuentra en todo momento por encima de la línea blanca, pero más significativamente en registros de velocidades por encima de 150 km/h, las que el margen respecto al vehículo de serie es mayor. Los puntos de inflexión representan las curvas, en las que se produce la variación de velocidad. En todas las curvas de la gráfica, el vehículo de competición llega a las curvas precedidas de velocidades de más de 200 km/h, unos 25km/h más rápido, tomando las curvas de 10 a 15 km/h más rápido, lo que se traduce en que la posterior recuperación de velocidad será desde una velocidad mayor.

Si pasamos los tiempos por vuelta de minutos a segundos, podemos evaluar la mejora de tiempos, que se traduce en valores relativos:

$$\frac{104,03 - 92,39}{92,39} \cdot 100 = 12,59 \%$$

Por tanto, la mejora de 11,64 segundos por vuelta significa una mejora de 12,39 %.

10. PRESUPUESTO DETALLADO

En este capítulo se aborda el aspecto económico. A lo largo de este presupuesto se tienen en cuenta los gastos de materiales, de personal, así como licencias de programas informáticos y equipos.

PRESUPUESTO DE MATERIAS PRIMAS			
Unidades	Concepto	Precio unitario	Precio total
SISTEMA DE FRENOS			
1	Juego discos de freno delanteros	4500 €	4500 €
1	Juego discos de freno Traseros	2830 €	2830 €
1	Pastillas delanteras de freno	340 €	340 €
1	Pastillas traseras de freno	280 €	280 €
2	Bombas hidráulica de freno	145 €	290 €
1	Juego de pinzas de freno delanteras	1059 €	1059 €
1	Juego de pinzas de freno traseras	963 €	963 €
1	Juego de 3 Pedales	2678 €	2678 €
1	Repartidor de freno trasero	264 €	264 €
1	Vaso de expansión	14 €	14 €
2	Líquido frenos 500ml	29 €	58 €
1	Juego de Racores y conducciones hidráulicas	240 €	240 €

SISTEMA DE SUSPENSIÓN			
1	Triángulos de suspensión delantera	640 €	640 €
1	Triángulos de suspensión trasera	720 €	720 €
2	Juego de dos muelles delanteros	150 €	300 €
2	Juego de dos muelles traseros	170 €	340 €
2	Amortiguadores delanteros	2970 €	5940 €
2	Amortiguadores traseros	3430 €	6860 €
1	Barra estabilizadora delantera	190 €	190 €
1	Barra estabilizadora Trasera	210 €	210 €
1	Cremallera de dirección	637 €	637 €
1	Timonería de dirección y volante	985 €	985 €
MOTOR Y TRANSMISIÓN			
1	Sistema de admisión con restrictores	685 €	685 €
1	Caja de cambios de engranajes rectos	18395 €	18395 €
1	Centralita de gobierno de motor y cambio	5120 €	5120 €
1	Juegos de Soportes de motor reforzados	215 €	215 €
ACONDICIONAMIENTO INTERIOR			
2	Soportes FIA asientos	42€	84 €
1	Guía de desplazamiento asiento	85 €	85 €
1	Baquet OMP HTE + HANS	1719 €	1719 €
4	Tornillos de calidad 8.8 M16	0,97 €	3,88 €
1	Juego arneses seis puntos de anclaje	214 €	214 €
6	Tornillería de los arneses M12 8.8	0,53 €	3,18 €

1	Extintor AFF	599 €	599 €
1	Conducciones y racores del sistema extinción	11 €	11 €
2	Interruptores de accionamiento del extintor	14 €	28€
1	Soporte extintor	14 €	14 €
1	Jaula de Seguridad	2099 €	2099 €
1	Depósito de combustible	300 €	300 €
1	Red de seguridad en cristales	15 €	15 €
1	Paneles de Instrumentación interior	468 €	468 €
1	Timonería del cambio y palancas de mando	345 €	345 €
ACONDICIONAMIENTO EXTERIOR			
1	Alerón Trasero	790 €	790 €
1	Soporte alerón trasero	53 €	53 €
8	Tornillería alerón trasero M4 8.8	0,48 €	3,84 €
4	Llantas de aluminio forjadas	690 €	2760 €
4	Neumáticos Dunlop	256 €	1024 €
			SUBTOTAL 65.371,9 €

Tabla 23: Presupuesto de Materiales y Componentes

PRESUPUESTO DE PERSONAL

Apellidos y nombre	Categoría	Horas de dedicación	Coste unitario	Coste total
Valverde García, Rubén	Ingeniero Junior	60	60 €/h	3600 €
García-Pozuelo, Daniel	Ingeniero Senior	10	75 €/h	750 €
			SUBTOTAL	4.350 €

Tabla 24: Presupuesto de personal

PRESUPUESTO DE LICENCIAS Y EQUIPOS DE INFORMÁTICA

UNIDADES	Descripción	Coste Total	Amortización relativa imputable	Coste de amortización imputable
1	Equipo informático de sobremesa	1000 €	10 %	100 €
1	Licencia Microsoft office	179 €	10 %	17,9 €
1	Licencia Autocad	2000 €	5 %	100 €
1	Licencia de CarSim	15000€	10 %	1500 €
			SUBTOTAL	1.717,9 €

Tabla 25: Presupuesto de Licencias y equipos

PRESUPUESTO TOTAL

CONCEPTO	COSTE
Presupuesto de licencias y equipos de informática	1.717,9 €
Presupuesto Materias Primas	65.371,9 €
Presupuesto Gastos de Personal	4.350 €
SUBTOTAL	71.439,8 €
IVA (21%)	15.002,3 €
TOTAL	86.442,2 €

Tabla 26: Presupuesto TOTAL

CONCLUSIONES

A lo largo de este proyecto se ha trabajado bajo el marco que constituye el reglamento del campeonato de España de Gran Turismo (G.T.) de circuitos.

Para aspectos relacionados con el comportamiento dinámico se han tenido en cuenta varias hipótesis de posibles circunstancias en lo relativo a reparto de pesos entre ejes, con la intención de no comprometer la fiabilidad y estar del lado de la seguridad.

Tras un estudio del reparto de pesos en función de distintas condiciones de la marcha y teniendo en cuenta la carga máxima que puede aportar el alerón, se calculan los sistemas de suspensión, frenos, y demás sistemas y componentes derivados. Por tanto, una vez analizados los anteriores capítulos, se está en disposición de extraer las siguientes conclusiones:

- Se ha optimizado el sistema de frenos entre los que se incluye tanto la parte mecánica como hidráulica, así como el regulador de presión a voluntad de piloto. Se han reglado los nuevos componentes para obtener el mejor rendimiento.
- Se ha verificado que los muelles homologados ante la FIA cumplan en toda circunstancia con las características del vehículo y así como los amortiguadores se han ajustado atendiendo a las características de los muelles de suspensión instalados.
- Se ha acondicionado el exterior calculando las uniones del alerón con la carrocería.
- Se ha acondicionado el equipamiento interior adaptándolo a las medidas de seguridad exigidas.
- Se han simulado las prestaciones en CARSIM comparando el vehículo de competición con el de calle, valorando positivamente que los resultados buscados han mejorado significativamente en el comportamiento dinámico. Tanto en la prueba de cambio de carril, como la prueba de frenado.
- Con LAPSIM se ha podido verificar que los tiempos por vuelta mejoran respecto al modelo de producción un 12,59 %.

DESARROLLOS FUTUROS

Como cualquier vehículo que se preste a su participación en un campeonato, es necesario mantener una evolución con el objetivo de ser lo más competitivo posible. Tras la finalización de este proyecto, que es una detallada preparación de un vehículo de calle para competición, se abre una línea de desarrollo para mejorar de su puesta a punto y establecer una línea de evolución.

El fin último de todo automóvil de competición es obtener la mayor velocidad posible, para obtener el menor tiempo por vuelta. Para ello es necesario como todo método científico el ensayo y la medición. Esto en las pruebas de automovilismo significa un coste muy elevado y solo cuando se tiene la certeza de que algo realmente puede funcionar se puede emplear el tiempo necesario en pista, es decir, los test en pista

Para ello están los simuladores de comportamiento dinámico asistidos por computador. Implementar el vehículo con todas sus características, especialmente lo que concierne a la geometría de la suspensión es de capital importancia para extrapolar las conclusiones del simulador al vehículo real.

Poder modificar parámetros de la suspensión como caídas, convergencias, avances, rigidez de muelles, coeficientes de amortiguamiento es algo viable tal y como está el vehículo homologado, pero una de las vías de desarrollo podría estar en el ámbito de las variaciones sobre los puntos característicos de la suspensión, es decir, los puntos de anclaje y pivotamiento, para ello sería necesario trabajar estrechamente con el fabricante de los neumáticos junto con una detallada información ingenieril sobre el vehículo de base. Todo esto debería venir acompañado después por un recálculo de los elementos elásticos e hidráulicos de la suspensión así como nuevas cotas de alineación de ejes.

Poder implementar el vehículo en los programas informáticos presentados en este proyecto, conociendo todas sus características sería la mejor vía para llevar una evolución a través de los programas informáticos. Esa información es de valiosa utilidad y de la que solo el fabricante del vehículo dispone.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Textos Básicos

- [1] VERA ÁLVAREZ, C., LUQUE, P., ÁLVAREZ D. **“Ingeniería del Automóvil”** Ed. Thomson
- [2] **Enciclopedia de Automóvil**. Ed. Salvat 1980.
- [3] CHARLOTEAUX, M. **“Suspensión y dirección”**. Ed. Boixareu. Serie técnica del automóvil 1979.
- [4] APARICIO IZQUIERDO, F. VERA ÁLVAREZ, C. DÍAZ LÓPEZ, V. **“Teoría de los vehículos automóviles”** Sección de publicaciones de la E.T.S. de Ingenieros Industriales 2001.
- [5] H.BAYLOS **“Fundamentos sobre el comportamiento dinámico del coche deportivo”**. Ed. Real Federación Española de Automovilismo.
- [6] MILLIKEN, **“Race Car vehicle Dynamic”**. SAE INTERMACONAL
- [7] Directiva Europea **98/12/CE de frenado**.
- [8] Orlando RIOS, **“Las suspensiones de los automóviles de competición”**. Ediciones CEAC.
- [9] José CASTAÑÉ **“El equipo de competición”**. Ediciones CEAC.
- [10] Frank WHITE **“Mecánica de Fluidos”**. Mc Graw-Hill. Series de ingeniería mecánica, 4ª edición.
- [11] Simon MC BEATH, **“Aerodinámica del automóvil de competición”**. Ediciones CEAC.

- [12] Robert L. NORTON, **“Diseño de máquinas”**. Ed. Pearson
- [13] **Documento Básico de seguridad estructural**. Uniones atornilladas.
- [14] CALLISTER.” **Introducción a la ciencia e ingeniería de materiales”**. Ed. Reverté.

Material Docente

- [15] Apuntes de la asignatura Diseño de Máquinas. 3º Curso Ingeniería Técnica Industrial.
- [16] Apuntes de la asignatura Teoría de Estructuras y Construcciones Industriales. Tercer Curso, ITI: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.
- [17] Apuntes de la asignatura Laboratorio de Tecnologías 4. Tercer Curso, ITI: Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.

Catálogos Técnicos

- [18] BREMBO. Catálogo Racing 2011 sobre componentes del sistema de frenado.
- [19] FERODO. Car Racing Pads. Catálogo 2011 de pastillas de freno.
- [20] AP RACING. Pedaleras para vehículos de Competición.
- [21] KONI. Manual técnico sobre amortiguadores de las serie 2812 MK II.

Páginas web consultadas

- [22] <http://www.Mercedes-benz.com>. Última consulta (29/6/2012)
- [23] <http://www.bosch-motorsport.de> (18/07/2012)

[24] <http://www.mercedes-amg.com/slsGT3/> (29/06/2012)

[25] <http://www.rfeda.es/tecnica/reglamentos.asp> (17/05/2012)

Reglamentos Técnicos

[26] Reglamento técnico del campeonato de España de G.T. 2012.

[27] Artículo 257, Reglamento Técnico FIA para Vehículos Gran Turismo CUP (GT3).

[28] Artículo 253, Reglamento Técnico FIA sobre el equipamiento de seguridad de los vehículos de competiciones amparadas en la FIA.

[29] Reglamento deportivo del campeonato de España de G.T. 2012.

Prensa del Motor

[30] Revista Autopista, Número 2666. Año 2009.

[31] Revista Automóvil, Número 383. Año 2009.

[32] Revista Motor Clásico, Números 24-124-228-250.

Fichas de Homologación FIA

[33] Ficha de homologación FIA del Mercedes SLS AMG GT3. Ficha Número GT3-028.

